

ДОПУСКАЕТСЯ К ЗАЩИТЕ:

Факультет

A

Выпускающая кафедра

A8

Группа

K-132

Заведующий кафедрой

Левихин А.А.

Фамилия И.О.

« 14 » июня

A8

шифр кафедры

АВ

подпись

201 7 г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА БАКАЛАВРА

Тетерина Романа Олеговича

Фамилия, имя, отчество обучающегося

На тему

Проектирование малоразмерного
турбовального двигателя для БТЛА

Направление подготовки

13.03.03

индекс направления

Энергетическое

полное наименование направления подготовки

машиностроение

Консультант:

при необходимости

подпись

ученая степень, ученое звание

Фамилия ИО

« »

201 7 г.

Руководитель:

подпись

Галадрев А.А.

Фамилия ИО

ученая степень, ученое звание

« 14 » июня

201 7 г.

Обучающийся:

подпись

« 14 » июня

Фамилия ИО

201 7 г.

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
201 7 г.

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит: 89 листов, 11 рисунков, 8 таблиц, 4 приложения, использовалось 15 источников.

Основные слова и словосочетания: турбореактивный двигатель (ТРД), беспилотный летательный аппарат (БПЛА), турбина (Т), свободная турбина (СТ), камера сгорания (КС), летательный аппарат (ЛА)

Объектом исследования является турбореактивный двигатель (далее ТРД). Цель работы - проектирование ТРД, расчет параметров и характеристик камеры сгорания, компрессора, турбины компрессора и свободной турбины. Работа проводилась с помощью расчетного математического пакета программ Mathcad (версии 15), системы проектирования Компас – 3D (версии 16) и научной литературы. В результате получены параметры и характеристики основных узлов двигателя, спроектирован ТРД, отвечающий общей постановке задачи дипломной работы.

СОДЕРЖАНИЕ

РЕФЕРАТ	2
СОКРАЩЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ	4
ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. Основная часть	6
1.1 Назначение, классификация и применение БПЛА	7
1.2 Обзор метода изготовления	13
1.3 Выбор компоновочной схемы	16
1.4 Термогазодинамический расчет	16
1.4.1 Уточняющий термогазодинамический расчет.....	20
1.5 Газодинамический расчёт компрессора	26
1.6 Проектировочный расчёт камеры сгорания.....	43
1.6.1 Общие сведения	43
1.6.2 Требования к КС	45
1.6.3 Жаровая труба камеры сгорания	46
1.6.5 Расчет геометрических размеров камеры сгорания	51
1.7 Газодинамический расчёт турбины	58
1.7.1 Детальный расчет турбины одновального газогенератора.....	63
1.8 Газодинамический расчёт турбины	71
1.8.1 Детальный расчет турбины одновального газогенератора.....	75
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	83
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	84
Приложение А	86
Приложение Б	87
Приложение В.....	88
Приложение Г	89

СОКРАЩЕНИЯ И ОБОЗНАЧЕНИЯ

ТРД - турбореактивный двигатель

К - компрессор

КС - камера сгорания

Т - турбина

СТ - свободная турбина

ЛА - летательный аппарат

БПЛА - беспилотный летательный аппарат

ДПЛА – дистанционно пилотируемый летательный аппарат

БАС - беспилотная авиационная система

ВВЕДЕНИЕ

Целью данной дипломной работы является проектирование и расчет газотурбинного двигателя малой мощности для беспилотного летательного аппарата. Обоснование представленной цели заключается в огромном спросе на беспилотные летательные аппараты вследствие их многочисленных преимуществ. Актуальность так же вызвана отсутствием отечественных поставщиков турбовальных двигателей малой мощности.

Турбовальный двигатель – газотурбинный двигатель, в котором вся энергия сгорания топливной смеси расходуется на вращение вала свободной турбины, поэтому отсутствует влияние реактивной тяги выходного потока. Наибольшее применение данный тип двигателя получил на ЛА вертолетного типа.

В настоящее время значительный интерес вызывают малоразмерные газотурбинные двигатели, которые используются в качестве силовой установки беспилотных летательных аппаратов. Отсутствие экипажа на борту дает возможность широко использовать летательные аппараты, как в военных, так и в мирных целях. Использование БПЛА в труднодоступных местах обусловлено рядом преимуществ, таких как легкость летательного аппарата, весовая эффективность, маневренность, скрытность и автономность полета. В экстренных ситуациях, когда время это основной фактор успеха ликвидации опасности, БПЛА помогают экстренным службам и другим структурам оперативно отреагировать на угрозу возникновения техногенной чрезвычайной ситуации. Например, в ситуации, когда в горной местности произошел сход снежных лавин или при аварии на нефтепроводе, имеющего большую протяженность, БПЛА является наиболее эффективным средством получения оперативной информации. В настоящее время БПЛА широко внедряются в структурные подразделения МЧС, полиции и вооруженных сил Российской Федерации.

1. Основная часть

Основная часть дипломной работы содержит общее определение и классификацию БПЛА, классификацию современных методов изготовления по средствам 3D печати элементов ГТД, описание разработки компоновочной схемы турбовального двигателя, термогазодинамический расчет, расчет параметров и характеристик отдельных узлов турбовального двигателя, а именно: компрессора (К), турбины (Т), свободной турбины (СТ) и камеры сгорания (КС).

1.1 Назначение, классификация и применение БПЛА

Для успешного выполнения задания необходимо осуществить взлет, полет по заданной траектории до места назначения и выполнения особых функций (измерение различных параметров атмосферы, сканирование земной поверхности, передачу полезной нагрузки и сопровождение цели) и посадку. С точки зрения подготовки и производства старта БПЛА вертолетного типа не требуют высокого качества поверхности и могут запускаться с движущихся стартовых установок.

Беспилотный летательный аппарат (БПЛА) — летательный аппарат без экипажа на борту, использующий аэродинамический принцип создания подъемной силы при помощи фиксированного или вращающегося крыла (БПЛА самолетного и вертолетного типа).

В данной дипломной работе проектируется и рассчитывается малоразмерный двигатель предположительно для БПЛА вертолетного или гибридного типа – конвертоплана.

БПЛА вертолетного типа создают подъемную силу аэродинамическим способом, а именно за счет вращения лопастей тянущего винта. Тянувший винт, в свою очередь, это лопастное устройство, создающее при положительной тяге растягивающее усилие на своем валу, которое в дальнейшем передается посредством силовой опоры вала винта на конструкцию двигателя в целом [1].

Классификацию БПЛА можно определить по принципиальному назначению, взлетной массе, типу управления и дальности действия. Интересующий меня дистанционно пилотируемый летательный аппарат управляется оператором, находящимся на некотором удалении, посредством беспилотной авиационной системы БАС. Данная система включает в себя не только сам БПЛА, но и всю инфраструктуру и средства обеспечения: пульт управления (приёмопередающая аппаратура); систему связи (спутниковая или радиосвязь) и транспортно-пусковое устройство.

Классификация ДПЛА:

а) по применению:

- 1) разведывательные;
- 2) ударные;
- 3) истребительные;
- 4) радиоэлектронного противодействия;
- 5) ретрансляционные;
- 6) БПЛА-мишени и др.

б) по взлётной массе и дальности действия:

- 1) микро- и мини-БПЛА ближнего радиуса действия – взлётная масса до 5 кг, дальность действия до 25-40 км;
- 2) лёгкие БПЛА малого радиуса действия – взлётная масса 5- 50 кг, дальность действия 10-70 км;
- 3) лёгкие БПЛА среднего радиуса действия – взлётная масса 50-100 кг, дальность действия 70-150 (250) км;
- 4) средние БПЛА – взлётная масса 100-300 кг, дальность действия 150-1000 км;
- 5) средне-тяжёлые БПЛА – взлётная масса 300-500 кг, дальность действия 70-300 км;
- 6) тяжёлые БПЛА среднего радиуса действия – взлётная масса более 500 кг, дальность действия 70-300 км;
- 7) тяжёлые БПЛА большой продолжительности полёта – взлётная масса более 1500 кг, дальность действия около 1500 км;
- 8) беспилотные боевые самолёты – взлётная масса более 500 кг, дальностью около 1500 км.

Достаточно интересным фактом является то, что спрос на БПЛА исходит не только от динамически развивающихся стран, но и от стран, которые испытывают финансовые трудности с обеспечением, разработкой и поддержанием в боевом состоянии своей военной техники. Безусловно, БПЛА являются альтернативным средством наращивания боевого потенциала отдельно взятых стран.

Комплексы БАС в качестве современных и развивающихся систем вооружений силовых структур стран мира обосновываются рядом боевых и тактических свойств. Примером служит относительно большая автономность полета малоразмерных БПЛА, стоимость производства и обслуживания, возможность использования в среде опасной для жизни человека, т.е. исключение риска для жизни. Успешным примером внедрения отечественного продукта является взаимодействие МЧС РФ с ведущим российским разработчиком и производителем БПЛА компанией ZALA AERO.

В рамках данного сотрудничества, беспилотную авиационную технику успешно эксплуатируют более 40 региональных центров МЧС России. Без сомнения, имеется успешный опыт использования данных беспилотных авиационных систем. С помощью БПЛА вертолетного типа проводилась разведка места взрыва боеприпасов в п. Пугачево Удмуртской республики в 2011 году и оперативное информирование руководящего состава для принятия стратегического решения и таких примеров достаточно много. Данные БАС зарекомендовали себя как надежные, эксплуатационно пригодные и отвечающие требованиям современного рынка, именно поэтому планируется их дальнейшее внедрение.

Безусловно, существует обратная сторона преимуществ ДПЛА. Ограниченная гибкость применения, более низкий по сравнению с пилотируемой авиацией уровень надежности, повышенная аварийность и вопросы сертификации и регистрации – эти факторы сдерживают развитие рынка. Для гражданской отрасли легкой и средней классификации БПЛА существуют примеры ограничения использования дронов. В нашей стране это ныне измененный федеральный закон от 30 декабря 2015 г. N 462-ФЗ "О внесении изменений в Воздушный кодекс Российской Федерации в части использования беспилотных воздушных судов". Действие этого документа напрямую не запрещает использование БПЛА, но обязует владельцев дронов массой более 250 грамм проходить верификацию личности и обязует иметь сертификат летной годности и свидетельство внешнего пилота.

Возвращаясь к назначению разрабатываемого ГТД, стоит отметить, что ЛА типа конвертоплан является наиболее приемлемым. Выбор был сделан на основании сравнения эффективности с широко распространенными самолетным и вертолетным типом БПЛА.

В своем определении конвертоплан аналогичен вертолетному БПЛА и является его подклассом. Принципиальным отличием является наличие поворотных движателей, которые предназначены для совершения разного типа работ. На взлете и посадке они работают как подъемные, а при движении в горизонтальной плоскости как тянущие. Во втором случае подъемная сила создается благодаря обтеканию крыла самолетного типа.

Среди огромного количества самолетов и вертолетов в авиационной отрасли конвертоплан пока еще не занял свое место, именно поэтому представляет большой интерес. Уникальный ЛА, который совмещает в себе черты обоих аппаратов. Конвертоплан обеспечивает те же возможности, что и самолет, а именно скорость и дальность полета, и вертикальный взлет и посадку как у вертолета. Уникальной чертой является возможность к самостоятельным забросам, так как вертолеты не обладают радиусом действия аппаратов с неподвижным крылом. Крейсерский полет осуществляется в режиме самолета, поэтому конвертоплан обладает гораздо большим радиусом действия по сравнению с вертолётom.

Единственной в мире серийно выпускающей конвертоплан Bell V-22 Osprey является американская компания «Bell Helicopter», которая входит в концепт Textron. Кстати, первый многоцелевой БПЛА с вертикальным взлетом и посадкой, первый конвертоплан, был создан именно этой компанией. В 1997 году «Eagle Eye» совершил первый полет. В качестве энергетической установки была выбрана модель турбовального двигателя Allison Model 250 производства «Rolls Royce Manufacturing Company».

История разработки аппарата Bell V-22 Osprey насчитывает 25 лет, а катастрофы, которые произошли в ходе летных испытаний, унесли жизни 30 человек. В 2002 году конвертоплан Bell V-22 Osprey был принят на вооружение

и программа закупок предусматривала приобретение 410 конвертопланов. На данный момент существует несколько примеров экспорта конвертопланов Osprey, так в Японии их насчитывается уже 24 единицы. Тактико-технические характеристики представлены в приложении А.

За такими серьёзными преимуществами стоят не менее сильные недостатки:

1. Аппарат в конечном счете получается крайне дорогостоящим (до 120 млн \$);
2. Технически очень сложный ЛА. Наиболее уязвимым считается механизм синхронизации и поворота двигателей;
3. Уступает по эффективности винтов. Винты, необходимые для обеспечения подъемной силы на взлете, теряют эффективность в горизонтальном полете;
4. Сложность пилотирования. Для безаварийного управления ЛА необходимы специально обученные, опытные пилоты высокого класса, обладающие навыками пилотирования, как вертолетов, так и самолетов;
5. Большой расход топлива на взлетном режиме.

Примером отечественных попыток создания является работа конструкторского бюро имени М.Л. Миля в 1972 году. Тогда был разработан проект конвертоплана с поворотной парой винтов (гондолами с винтами и двигателями). В рамках работ по Ми-30, такое название было присвоено проекту, была спроектирована и создана экспериментальная модель, управляемая при помощи радиосвязи. Аэродинамический стенд для испытаний данной модели был выполнен совместно со специалистами ЦАГИ имени Н.Е. Жуковского. Основной задачей проекта являлось изучение переходных режимов, выработки модели устойчивости системы и управляемости Ми-30. В качестве силовой установки предполагалось использование двух двигателей ТВ3-117.

Специалистами МВЗ им. М.Л. Миля был проведен огромный объем работ по теоретическому и практическому исследованию режимов авторотации, автоколебаний и проработка вариантов конструкции. В результате работы Ми-30 был включен в программу вооружения СССР на 1986-1995 годы. К сожалению, проект Ми-30 так и не вышел из стадии аналитического и конструкторского исследования. Размер финансирования оборонно-промышленного комплекса резко сократился на фоне развала Советского Союза.

Совсем недавно, на выставке HeliRussia-2016 был представлен БАС конвертопланного типа RHV-35, созданным инновационным конструкторским бюро “ВР технологии”, входящее в состав холдинга “Вертолёты России”. Не имеющий аналогов беспилотный конвертоплан успешно завершил очередной этап испытаний и совершил свой первый полет. Вес конвертоплана составляет 35 кг, он способен подниматься на высоту до двух километров и нести до 6 кг полезной нагрузки. Дальность составляет 450 км, а гибридная силовая установка разгоняет БПЛА до 140 км в час.

На выставке DX Korea 2016 общественности была представлена новая разработка Агентства по космосу и аэронавтике Республики Корея. Проект находится в процессе доводки и окончательная дата его окончания намечена на 2023 год. БПЛА TR60 с компоновкой по типу конвертоплан. Благодаря поворотным винтам аппарат может вертикально совершать взлет и посадку, а в полете переходить в “самолетный” режим и развивать скорость до 250 км/ч или зависать неподвижно, подобно вертолету. Его длина составляет 3 м, а размах крыльев около 5 м. БПЛА оснащен роторным двигателем мощностью 55 л.с. Максимальная взлетная масса аппарата составляет 210 кг, при этом он может нести до 30 кг полезной нагрузки (разведывательных модулей). TR60 может удаляться на расстояние до 200 км от командного пункта и совершать полёты на высоте до 4,5 км. Кроме того, аппарат оснащён автопилотом, позволяющим ему взлетать и приземляться без вмешательства оператора.

В заключение можно сказать, что конвертоплан является объектом повышенного внимания и требует тщательного дальнейшего исследования. Летательные аппараты такого типа имеют высокую стоимость и большое потребление горючего, поэтому на данном этапе они доступны только для военных структур.

1.2 Обзор метода изготовления

Создание малоразмерных газотурбинных двигателей является приоритетной задачей для многих авиастроительных организаций, научно-исследовательских институтов и высших учебных заведений.

Значимость реализации проектов по созданию таких двигателей колоссальна. В первую очередь это материалы для дальнейших исследований. Во-вторых, преодоление проблем масштабирования моделирования течений полноразмерных ГТД на малоразмерные. В-третьих, внедрение новых технологий производства элементов или даже целых узлов газотурбинных двигателей в сборе, что ранее было невозможно. Но сейчас, в период скачкообразного роста в развитии 3D печати производство, к примеру, турбинной ступени занимает считанные часы.

Главным принципом 3D печати является процесс создания цельного трехмерного объекта, неограниченного сложностью геометрической формы. Основа для печати – цифровая модель, имеющая расширение STL (файл моделирования для стереолитографии). Прототипирование может осуществляться разными способами с применением разнообразных материалов, но основой любого из них лежит принцип послойного создания (выращивания) твердого объекта. Основные принципы аддитивного производства представлены на рисунке 1.1.

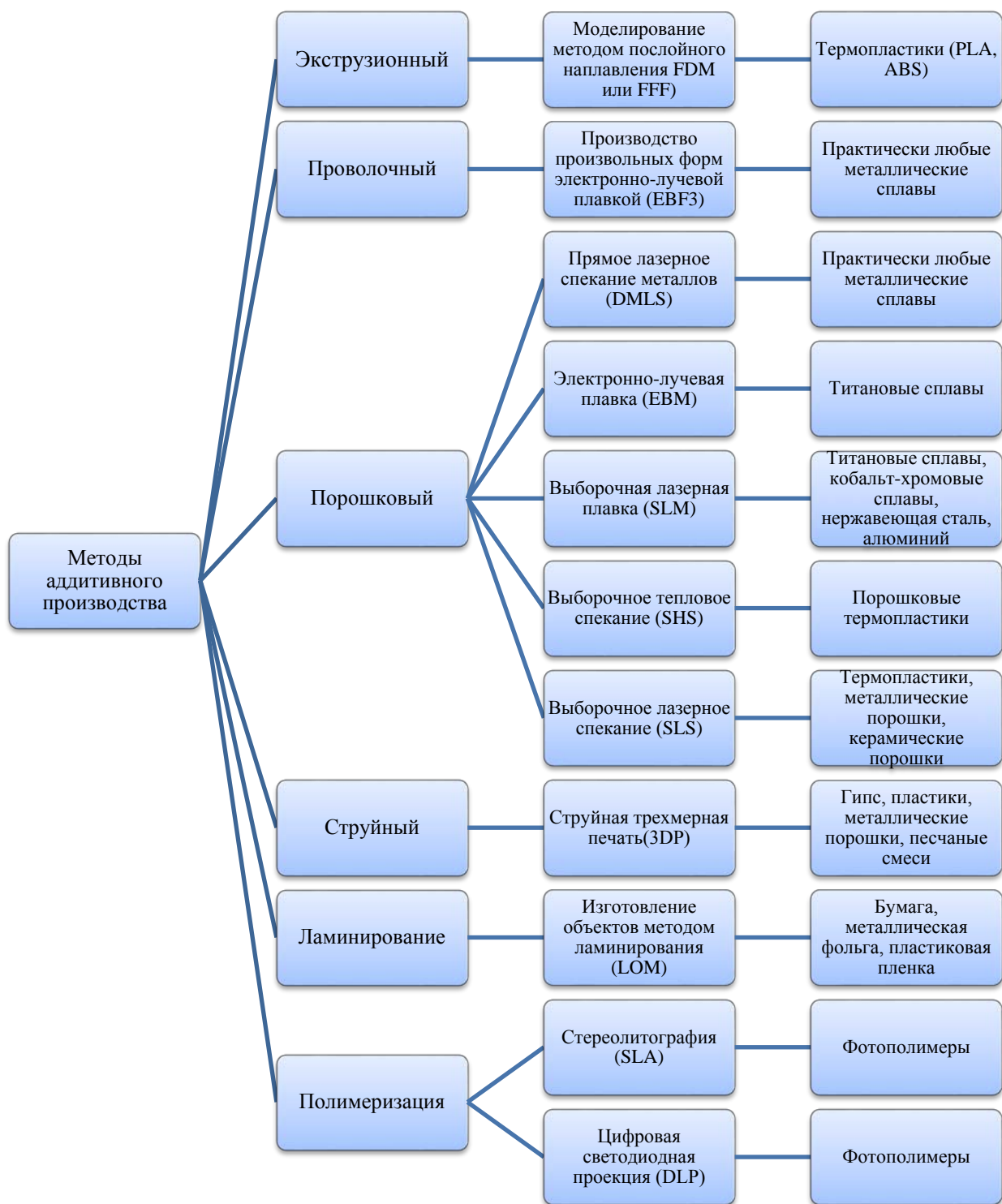


Рисунок 1.1 – Методы аддитивного производства

Так, например, технология выборочной лазерной плавки (SLM) применяется для построения объектов сложной геометрической формы, зачастую с тонкими стенками и внутренними объемами. SLM успешно применяется в авиационной отрасли, позволяя реализовывать высокопрочные элементы конструкций, несоотносимые по геометрической сложности для традиционных механических методов изготовления и обработки (точения, фрезерования, резания и т.д.). Качество готовых изделий настолько высоко, что механическая обработка готовых моделей почти не требуется. Дополнительным выгодным эффектом служит экономия материалов, так как SLM в силу своей специфики является практически безотходным производством.

По заявлению генерального директора ВИАМ, академика РАН Евгения Николаевича Каблова, можно утверждать об успешном испытании малоразмерного ГТД, созданного благодаря применению аддитивных технологий. При использовании данного метода создания элементов двигателя были получены редкие характеристики. Толщина стенки камеры сгорания турбореактивного двигателя составила 0,3 мм. Такой толщины можно достичь только благодаря 3D-печати.

Испытания малоразмерного двигателя проводились в ВИАМ на специально разработанном демонстрационном стенде. Ученные из Университета Монаш в Австралии совместно с CSIRO и исследователями из университета Дикина создали реактивный двигатель посредством 3D печати. Согласно исследователям, это впервые, когда был напечатан целый авиационный двигатель.

Таким образом, аддитивные технологии являются наиболее востребованными, поскольку позволяют упрощать технологический процесс производства, создавать детали сложной формы, меньшей массы, а также эти технологии определяют новое время – переход к другому типу производства.

1.3 Выбор компоновочной схемы

Одной из важнейших частей БПЛА является силовая установка, так как уровень её технического состояния и согласованной работы с другими элементами БПЛА позволяет обеспечить необходимые тактико-технические характеристики аппарата.

Особенностью разрабатываемой компоновочной схемы ТРД данной дипломной работы является свободная турбина (СТ), устанавливаемая после первой турбины (Т) компрессора. СТ и Т между собой механически не связаны, а имеют только газодинамическую связь. Набегающий поток газа попадает на первую турбину, отдавая часть своей мощности на вращение компрессора, затем вращает вторую, приводя в действие другие агрегаты через выходной вал СТ и соответственно редуктор.

При использовании данного ТРД, как двигателя БПЛА вертолётного типа, невозможно передать полезную нагрузку на несущий винт без редуктора.

Редуктор – обязательный элемент двигателя. Скорость вращения как колеса компрессора, так и свободной турбины достаточно большая, поэтому вращение не может быть сразу передано на приводимые агрегаты. При высокой скорости вращения выходного вала они не смогут выполнять свои функции и могут деформироваться. Поэтому между свободной турбиной и приводимым в работу агрегатом обязательно ставится редуктор для снижения частоты вращения выходного вала. Ориентировочно необходим редуктор с передаточным соотношением порядка 15-25.

1.4 Термогазодинамический расчет

Для предварительного расчета выбираем значения всех недостающих коэффициентов и определений используем рекомендации, представленные в источнике [2]. Исходные данные для термогазодинамического расчета представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные для термогазодинамического расчёта

Наименование параметра	Обозначение, размерность	Значение
1	2	3
Степень повышения полного давления воздуха в компрессоре	π_k	4
Температура продуктов сгорания	$T_{пс}, K$	1073
Температура наружного воздуха	T_n, K	288.15
Давление наружного воздуха	P_n, Pa	$1.013 \cdot 10^5$
Показатель адиабаты для сухого воздуха	k	1.4
Показатель адиабаты для продуктов сгорания	$k_{пс}$	1.32
Потребная мощность на валу	$N_{вала}, Вт$	$35 \cdot 10^3$
Газовая постоянная для сухого воздуха	$R, \frac{Дж}{кг \cdot K}$	287.15
Газовая постоянная для продуктов сгорания	$R_{пс}, \frac{Дж}{кг \cdot K}$	290
Внутренний КПД К	η_k	0.81

Продолжение таблицы 1

Внутренний КПД турбины	$\eta_{\text{тк}}$	0.86
Механический КПД двигателя	$\eta_{\text{м}}$	0.95
КПД свободной турбины	$\eta_{\text{ст}}$	0.85
КПД редуктора	$\eta_{\text{ред}}$	0.99
Удельная теплота сгорания топлива	$H_u, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$	$42900 \cdot 10^3$

Порядок расчета:

1. Адиабатная работа сжатия в компрессоре

$$L_{\text{к ад}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_{\text{н}} \cdot \left[(\pi_{\text{к}})^{\left(\frac{\kappa}{\kappa - 1}\right)} - 1 \right] = 1.407 \times 10^5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

2. Действительная (эффективная) работа сжатия в компрессоре

$$L_{\text{к}} = \frac{L_{\text{к ад}}}{\eta_{\text{к}}} = 1.738 \times 10^5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

3. Эффективная работа газовой турбины

$$L_{\text{т}} = \frac{L_{\text{к}}}{\eta_{\text{м}}} = 1.829 \times 10^5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

4. Действительный перепад температур в газовой турбине

$$\Delta T_{\text{т}} = \frac{L_{\text{т}}}{\frac{\kappa_{\text{г}}}{\kappa_{\text{г}} - 1} \cdot R_{\text{г}}} = 152.896 \text{ K}$$

5. Температура торможения за газовой турбиной

$$T_{\text{т}} = T_{\text{г}} - \Delta T_{\text{т}} = 920.1 \text{ K}$$

6. Степень понижения давления в газовой турбине по заторможенным параметрам

$$\pi_T = \frac{1}{\left(1 - \frac{\Delta T_T}{T_T \cdot \eta_{TK}}\right)^{\frac{k_r}{k_r - 1}}} = 2.11$$

7. Давление торможения в компрессоре

$$P_K = P_H \cdot \pi_K = 4.05 \times 10^5 \text{ Па}$$

8. Статическое давление после газовой турбины

$$P_T = \frac{P_K \cdot \sigma_{KC}}{\pi_T} = 1.81 \times 10^5 \text{ Па}$$

9. Степень понижения давления в свободной турбине

$$\pi_{CT} = \frac{P_T}{P_H} = 1.78$$

10. Работа свободной турбины

$$L_{CT} = \frac{k_r}{k_r - 1} \cdot R_T \cdot T_T \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{CT}^{\frac{k_r}{k_r - 1}}}\right) \cdot \eta_{CT} = 1.287 \cdot 10^5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$$

11. Расход воздуха через двигатель

$$G_B = \frac{N_{\text{вала}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot L_{CT}} = 0.275 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Определение G_T :

12. Средняя энтальпия продуктов сгорания при температуре

$$C_{\text{пр}} = (0.9 + 3 \cdot 10^{-4} \cdot T_T) = 1.175 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$$

$$C_{\text{рв}} = (0.9 + 3 \cdot 10^{-4} \cdot T_K) = 1.038 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$$

13. Действительное повышение температуры в компрессоре по заторможенным параметрам

$$\Delta T_K = T_H \cdot \frac{\pi_K^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_k} = 172.89 \text{ К}$$

14. Действительная температура на выходе из компрессора по заторможенным параметрам

$$T_k = T_n + \Delta T_k = 484.21 \text{ K}$$

15. Относительный расход топлива

$$q_t = \frac{(C_{pg} T_r - C_{pv} T_k)}{H_u \cdot \eta_r - C_{pg} T_r + C_{pv} T_k} = 0.022$$

16. Расход горючего

$$G_r = q_t \cdot G_b = 6.37 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

17. Массовое соотношение топлива в камере сгорания

$$K_m = \frac{G_b}{G_r} = 45.467$$

18. Коэффициент избытка воздуха в камере сгорания

$$\alpha = \frac{K_m}{14.8} = 3.072$$

1.4.1 Уточняющий термогазодинамический расчет

1. Выходная мощность

$$N_e = 35000 \text{ Вт}$$

2. Число Маха

$$M_n = 0$$

3. Степень повышения давления в компрессоре

$$\pi_k = 4$$

4. Температура газа перед турбиной

$$T_r = 1073 \text{ K}$$

5. Коэффициент восстановления полного давления во входном устройстве

$$\sigma_{vx} = 0.98$$

6. Температура торможения

$$T_{n1} = T_n \cdot (1 + [k - 1] \cdot \frac{M_{n1}}{2}) = 288.15 \text{ K}$$

7. Давление торможения

$$P_{n1} = P_{n1} \cdot \left(\frac{T_{n1}}{T_n} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1.013 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$p_b = \sigma_{bx} \cdot p_{n1} = 1.003 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

8. Скорость на периферии рабочего колеса центробежной ступени

$$u_2 = 440 \text{ м/с}$$

9. Коэффициент потерь энергии на трение диска о воздух

$$\alpha = 0.0557$$

10. Коэффициент мощности колеса

$$\mu = 0.841$$

11. Эффективная работа центробежной ступени

$$L_{цб.эф} = (\mu + \alpha) \cdot u_2^2 = 175283.6 \text{ Дж / кг}$$

12. Адиабатический КПД ЦБ ступени

$$\eta_{цб} = 0.81$$

13. Адиабатическая работа ступени

$$L_{ад.цб} = \eta_{цб} \cdot L_{цб.эф} = 1.42 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг}$$

14. Средняя удельная теплоемкость сухого воздуха

$$c_{pv} = R \cdot \frac{k}{k-1} = 1.005 \cdot 10^3 \text{ Дж / кг} \cdot \text{K}$$

15. Общая адиабатическая работа сжатия в компрессоре

$$L_{ад.к} = c_{pv} \cdot T_b \cdot \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 1.407 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг}$$

16. Удельная работа сжатия и параметры воздушного потока на выходе из центробежной ступени

$$L_{цб} = c_{pv} \cdot T_b \cdot \left(\frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{цб}} \right) = 1.738 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг}$$

$$T_k = T_b + \frac{L_{цб}}{c_{рв}} = 474.21 \text{ К}$$

$$p_k = p_b \cdot \pi_{цб} = 4.012 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Определение основных параметров КС

17. Коэффициент выделения тепла

$$\eta_{кс} = 0.97$$

18. Средняя условная теплоёмкость процесса теплоподвода

$$C_{п} = 0.9 + 10^{-4} \cdot (2T_{г} + T_{к}) = 1.161 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$$

19. Количество теплоты, сообщаемое воздуху

$$q_{кс} = C_{п} \cdot (T_{г} - T_{к}) = 710.307 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$$

20. Рабочая теплотворная способность авиационного керосина марки ТС-1

$$H_u = 43100 \text{ кДж / кг}$$

21. Средние теплоемкости газа и воздуха ПС с охлаждающим воздухом

$$C_{рг} = (0.9 + 3 \cdot 10^{-4} \cdot T_{г}) = 1.175 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$$

$$C_{рв} = (0.9 + 3 \cdot 10^{-4} \cdot T_{к}) = 1.038 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$$

22. Относительный расход топлива

$$g_{г} = \frac{(C_{рг} \cdot T_{г} - C_{рв} \cdot T_{к})}{H_u \cdot \eta_{кс} - C_{рг} \cdot T_{г} + C_{рв} \cdot T_{к}} = 0.0191$$

23. Масса воздуха, необходимого для полного окисления 1 кг топлива

$$l_0 = 14.94$$

24. Коэффициент избытка воздуха на выходе из КС

$$\alpha_{сум} = \frac{1}{g_{г} \cdot l_0} = 3.513$$

25. Коэффициент восстановления полного давления в КС

$$\sigma_{кс} = 0.98$$

26. Полное давление газа на выходе из КС

$$p_{г} = p_{к} \cdot \sigma_{кс} = 3.932 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

27. Газовая постоянная продуктов сгорания

$$R_r = R \cdot \frac{(1 + 1.0862 \cdot g_r)}{1 + g_r} = 287.61$$

Работа расширения и параметры газа за турбиной компрессора

28. Коэффициент распределения работы

$$K_g = 0.95$$

$$g_{охл} = 0$$

$$g_{отб} = 0$$

29. Работа турбины компрессора

$$L_{тк} = \frac{L_{нб}}{K_g} = 1.829 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг}$$

30. Показатель адиабаты продуктов сгорания

$$k_r = 1.33$$

$$\eta_{мех} = 0.98$$

$$\eta_{кк} = 0.86$$

31. Нахождение $\pi_{тк}$ по известному значению $L_{тк}$

$$L_{тк} = \left(\frac{k_r}{k_r - 1} \right) \cdot R_r \cdot T_r \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{тк}^{\frac{k_r - 1}{k_r}}} \right) \cdot \eta_{тк} = 2.1293$$

$$\pi_{тк} = 2.1293$$

32. Температура газа турбиной компрессора

$$T_y = T_r - \frac{L_{тк}}{R_r \cdot \frac{k_r}{k_r - 1}} = 915.213 \text{ К}$$

33. Давление за турбиной компрессора

$$p_y = \frac{p_r}{\pi_{тк}} = 1.847 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

34. Работа расширения и параметры газа за силовой турбиной

$$p_t = 0.98 \cdot p_n = 9.93 \cdot 10^4 \text{ Па}$$

35. Действительная степень понижения давления газа в турбине

$$\pi_{тс} = \frac{p_y}{p_t} = 1.86$$

36. Мощностной КПД турбины

$$\eta_{tc} = 0.85$$

$$L_{tc} = \left(\frac{k_r}{k_r - 1} \right) \cdot R_r \cdot T_y \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{tc}^{\frac{k_r - 1}{k_r}}} \right) \cdot \eta_{tc} = 1.287 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг}$$

37. Температура заторможенного потока газа за СТ

$$T_t = T_y - \frac{L_{tc}}{R_r \cdot \frac{k_r}{k_r - 1}} = 804.214 \text{ К}$$

38. Работа и мощность турбины компрессор и свободной турбины

$$L_{tk} = 1.829 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг}$$

$$N_{tk} = L_{tk} \cdot G_r = 5.286 \cdot 10^4 \text{ Вт}$$

$$L_{tc} = 1.287 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг}$$

$$N_{ct} = L_{tc} \cdot G_r = 3.718 \cdot 10^4 \text{ Вт}$$

39. Задаемся приведенной скоростью газа на выходе из турбины с целью уменьшения высоты лопаток

$$\lambda_t = 0.45$$

$$T_t = 804.214 \text{ К}$$

40. Термодинамическая температура

$$T_{t1} = T_t \cdot \left(1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \cdot \lambda_t^2 \right) = 781.149 \text{ К}$$

41. Давление замороженного потока газа

$$p_{t1} = p_t \cdot \left(\frac{T_t}{T_{t1}} \right)^{\frac{k_r}{k_r - 1}} = 1.1165 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

42. Критическая скорость звука

$$a_{кр} = \sqrt{\frac{2k_r \cdot R_r \cdot T_t}{k_r + 1}} = 513.869 \text{ м / с}$$

43. Скорость истечения газа за турбиной компрессора

$$c_t = \lambda_t \cdot a_{кр} = 231.241 \text{ м / с}$$

44. Расход воздуха через двигатель

$$\eta_{\text{ред}} = 0.99$$

$$G_{\text{в}} = \frac{N_{\text{е}}}{\eta_{\text{ред}} \cdot L_{\text{тс}}} = 0.275 \text{ кг / с}$$

$$g_{\text{т}} = 0.019$$

45. Удельная мощность

$$N_{\text{уд}} = \frac{L_{\text{тс}}}{75} \cdot \eta_{\text{мтс}} \cdot (1 + q_{\text{т}}) = 1.628 \cdot 10^3 \text{ кДж / кг}$$

46. Удельный расход топлива

$$C_{\text{е}} = \frac{3600 \cdot q_{\text{т}}}{N_{\text{уд}}} = 0.042 \text{ кг / кВт} \cdot \text{ч}$$

47. Часовой расход топлива

$$G_{\text{чт}} = C_{\text{е}} \cdot \frac{N_{\text{е}}}{1000} = 18.657 \text{ кг / ч}$$

$$G_{\text{т}} = \frac{G_{\text{чт}}}{3600} = 5.182 \cdot 10^{-3} \text{ кг / с}$$

$$G_{\text{т}} = q_{\text{т}} \cdot G_{\text{в}} = 5.235 \cdot 10^{-3} \text{ г / с}$$

$$G_{\text{газа}} = G_{\text{в}} + G_{\text{т}} = 0.28 \text{ кг / с}$$

1.5 Газодинамический расчёт компрессора

Таблица 2 – Исходные данные для газодинамического расчёта компрессора

Наименование параметра	Обозначение, размерность	Значение
1	2	3
Степень повышения полного давления воздуха	π_k	4
Температура наружного воздуха	T_n, K	288.15
Температура воздуха в компрессоре	T_k, K	474.21
Давление наружного воздуха	P_n, Pa	$1.013 \cdot 10^5$
Внутренний КПД	η_k	0.81
Расход воздуха	$G_B, \frac{кг}{с}$	0.275
Газовая постоянная для сухого воздуха	$R, \frac{Дж}{кг \cdot K}$	287.15
Показатель адиабаты для сухого воздуха	k	1.4
Угол выхода из РК	$\beta_2, град$	90

Продолжение таблицы 2

Показатель политропы для адиабатного процесса	$\gamma = k$	1.4
Показатель политропы	n	1.38

1. Адиабатная и действительная работа сжатия компрессора

$$L_{ад.к} = c_{pv} \cdot T_n \left(\pi_k^{\frac{(k-1)}{k}} - 1 \right) = 1.41 \cdot 10^5 \frac{дж}{кг};$$

$$L_k = \frac{L_{ад.к}}{\eta_{к.ад}} = 1.74 \cdot 10^5 \frac{дж}{кг};$$

2. Коэффициент адиабатического напора

$$H_{ад\beta_2} = 0.74;$$

$$H'_{ад} = H_{ад\beta_2} - (0.2 - 0.27) \cdot \frac{1}{\tan(\beta_2)} = 0.74$$

3. Окружная скорость на D_2

$$u_2 = \sqrt{\frac{L_{ад.к}}{H'_{ад}}} = 436.92 \text{ м/с}$$

4. Задаемся отношением входного и выходного диаметра колеса

$$d'_1 = 0.62$$

Окружная скорость на входном диаметре

$$u_1 = u_2 \cdot d'_1 = 270.89 \text{ м/с}$$

5. Задаемся углом вектора абсолютной скорости на входе в колесо

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

6. Данный коэффициент соответствует осевому типу входного устройства

$$\varphi = 1.04$$

7. Определяем газодинамическую функцию по производительности колеса

$$G_k = 0.6$$

$$q_{\lambda_1} = \frac{G_k}{(1 - d_{\text{вт.отн}}^2) \cdot \sin(\alpha_1)} = 0.74$$

$$q_{\lambda_1} = \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_1 \left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \cdot \lambda_1^2 \right]^{\frac{1}{k-1}}$$

$$\lambda_1 = 0.53$$

$$\tau_{\lambda_1} = 1 - \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \cdot \lambda_1^2 = 0.95$$

8. Температура на входе в колесо компрессора

$$T_1 = T_H \cdot \tau_{\lambda_1} = 274.69 \text{ K}$$

9. Критическая скорость

$$a_{\text{кр}} = \sqrt{2 \cdot k \cdot R \cdot \frac{T_H}{k+1}} = 310.7 \text{ м/с}$$

10. Определение осевой составляющей скорости

$$\lambda_a = \lambda_1 \cdot \sin(\alpha_1) = 0.53$$

$$c_{1a} = \lambda_a \cdot a_{\text{кр}} = 164.51 \text{ м/с}$$

11. Коэффициент, учитывающий загромождение пограничным слоем и зависит от типа входного устройства и расхода воздуха

$$K_{G_b} = 1.07$$

12. Коэффициент восстановления полного давления во входном устройстве

$$\sigma_{01} = 0.99$$

13. Площадь входного сечения рабочего колеса

$$F_1 = \frac{(G_b \cdot K_{G_b} \cdot \sqrt{T_H})}{p_1 \cdot m_b \cdot q_{\lambda_1} \cdot \sigma_{01} \cdot \sin(\alpha_1)} = 2.12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

14. Относительный диаметр втулки на входе в колесо

$$d_{\text{вт.отн}} = 0.437$$

15. Периферийный диаметр колеса на входе

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1 - d_{\text{вт}}^2)}} = 0.057 \text{ м};$$

16. Максимальный диаметр колеса

$$d_2 = \frac{d_1}{d_1} = 0.093$$

17. Диаметр втулки колеса

$$d_{\text{BT}} = d_1 \cdot d_{\text{BT.OTH}} = 0,025\text{м};$$

18. Определение оптимального значения $d_{\text{BT.OTH}}$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi} + d_{\text{BT}}^2} = 0,058\text{м}$$

$$d_2 = \frac{d_1}{d_1} = 0.093\text{м}$$

$$d_{\text{BT.OTH}} = \frac{d_{\text{BT}}}{d_1} = 0,432;$$

19. Частота вращения

$$n = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot d_2} = 9.055 \cdot 10^4 \frac{\text{об}}{\text{м}};$$

20. Окружная составляющая скорости на входе

$$c_{1u} = 0\text{м/с}$$

21. Величина абсолютной скорости на входе

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin(\alpha_1)} = 164.513\text{м/с}$$

22. Окружная скорость на середине высоты лопатки на входе

$$u_{1.\text{cp}} = \pi \cdot \frac{n}{60} \cdot \sqrt{\frac{d_1^2 + d_{\text{BT}}^2}{2}} = 208.684\text{м/с}$$

23. Входной конструктивный угол

$$\beta_1' = \text{atan} \left(\frac{c_{1a}}{u_1} \right) = 31^\circ 31'$$

24. Вектор относительной скорости

$$w_1 = \sqrt{c_{1a}^2 + (u_1 - c_{1u})^2} = 316.93\text{м/с}$$

$$a_{кр1} = \sqrt{a_{кр}^2 + \left(\frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \right) \cdot u_1 (u_1 - 2 \cdot c_{1u})} = 329.7 \text{ м/с}$$

$$\lambda_1' = \frac{w_1}{a_{кр1}} = 0.961$$

25. Плотность на входе

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R \cdot T_1} = 1.076 \text{ кг/м}^3$$

26. Средний диаметр колеса на входе

$$D_{cp} = \sqrt{\frac{d_{вт}^2 + d_1^2}{2}} = 0.045 \text{ м}$$

27. Количество лопаток входного направляющего аппарата

$$Z_{вна} = 14$$

28. Шаг лопаток ВНА

$$t_{вна} = \pi \frac{D_{cp}}{Z_{вна}} = 9.996 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

29. Показатель политропы сжатия в колесе

$$n_k = 1.56$$

30. Находим статическую температуру и давление за колесом компрессора

$$T_2 = T_1 + \frac{L_k}{R \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 447.573 \text{ К}$$

$$p_2 = p_{\lambda 1} \cdot \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n_k}{n_k - 1}} = 3.295 \times 10^5 \text{ Па}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R \cdot T_2} = 2.564 \text{ кг/м}^3$$

31. Задаемся соотношением осевых составляющих скоростей на выходе и входе рабочего колеса

$$\psi = 0.95$$

$$C_{2r} = \psi \cdot c_{1a, cp} = 146.063 \text{ м/с}$$

$$D_{1cp.отн} = \sqrt{\frac{1 + d_{вт.отн}^2}{2}} = 0,77 \text{ м}$$

32. Коэффициент мощности колеса по формуле

$$\mu = \frac{1}{1 + 2 \cdot \frac{\pi}{3 \cdot Z \left[1 - \left(D_{1cp.отн} \cdot d_1' \right)^2 \right]}} = 0.838$$

33. Окружная составляющая окружной скорости

$$C_{2u} = \mu (u_2 - C_{2r} \operatorname{ctg} \beta_2') = 365.982 \text{ м/с}$$

34. Вектор абсолютной скорости на выходе из колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2r}^2} = 394.053 \text{ м/с}$$

35. Критическая скорость на выходе из колеса

$$a_{кр2} = \sqrt{2 \cdot k \cdot R \cdot \frac{T_2}{k+1}} = 387.22 \text{ м/с}$$

36. Приведенная скорость

$$\lambda_2 = \frac{C_2}{a_{кр2}} = 1.018$$

37. Местная скорость звука на выходе

$$a_2 = 20.1 \cdot \sqrt{T_2} = 425.234 \text{ м/с}$$

38. Число Маха по абсолютной скорости на входе и выходе

$$M_1 = \frac{c_1}{a_1} = 0.494$$

$$M_2 = \frac{c_2}{a_2} = 0.927$$

39. Местная скорость звука на входе

$$a_1 = 20.1 \cdot \sqrt{T_1} = 333.13 \text{ м/с}$$

40. Определение коэффициента дисковых потерь по безразмерному коэффициенту и параметрам колеса

$$\beta_f = 2.1$$

$$\alpha_f = \frac{\beta_f}{10^3} \cdot \frac{\rho_2 u_2 d_2^2}{G_B} = 0.072$$

41. Уточнение величины коэффициента адиабатического напора

$$H_{ад} = \left(\mu + \alpha_f \left(1 - \frac{C_{2r}}{u_2} \operatorname{ctg} \beta_2' \right) - \frac{c_{лсп} \cdot u_{лсп}}{u_2^2} \right) \cdot \eta_{к ад} = 0.737$$

Отличие выбранного от уточненного коэффициента составляет 0.4%, поэтому дальнейший расчет ведем с учётом уточненного коэффициента

42. Коэффициент, учитывающий загромождение выходного сечения поперечным слоем

$$K_{G2} = 1.08$$

43. Толщина лопатки на выходе из колеса

$$\Delta = 0.0015 \text{ м}$$

44. Уточняющий коэффициент, определяющий загромождение

$$K_{\delta 2} = \pi \cdot \frac{d_2}{\pi \cdot d_2 - Z \cdot \Delta} = 1.077$$

45. Площадь выхода колеса

$$F_{2r}' = G_B \cdot K_{G2} \cdot \frac{K_{\delta 2}}{C_{2r} \times \rho_2} = 8.791 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

46. Высота лопатки на выходе из колеса

$$h_2 = \frac{F_{2r}'}{\pi \times d_2} = 0.0028 \text{ м}$$

По конструктивным соображениям данная величина не может быть реализована, поэтому определяем новое значение

$$h_2 = 0.006 \text{ м}$$

$$F_{2r} = \pi \times d_2 \times h_2 = 1.758 \times 10^{-3} \text{ м}^2$$

47. Вектор относительной скорости на выходе

$$w_2 = \sqrt{C_{2r}^2 + (u_2 - C_{2u})^2} = 162.375 \text{ м/с}$$

48. Определение угла выхода потока из колеса

$$\operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{C_{2r}}{C_{2u}} = 0,38; \quad \alpha_2 = 21^\circ 45'.$$

49. Плотность на входе в безлопаточном диффузор

$$\rho_3 = \rho_2 \cdot \left[\left[\left[1 - \left(\frac{R_2}{R_3} \right)^2 \right] \cdot M_2^2 \cdot \frac{k-1}{2} \right] + 1 \right]^{\frac{1}{n_k - 1}} = 2.657 \text{ кг/м}^3$$

50. Внутренний диаметр входа в диффузор (5-20%)

$$d_3 = 1.06 \cdot d_2 = 0.098 \text{ м}$$

51. Высота лопатки диффузора

$$h_3 = h_2 = 6 \times 10^{-3} \text{ м}$$

52. Расчет потерь на трение

$$K_{G3} = 1.05$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0.025$$

$$\lambda'_{\text{тр}} = 0.01$$

$$r_2 = \frac{d_2}{2} = 0.047 \text{ м}$$

$$r_3 = \frac{d_3}{2} = 0.049 \text{ м}$$

$$H_{2-3} = \left(\frac{\lambda_{\text{тр}}}{8} \right) \cdot \left(\frac{C_2^2}{h_2} + \frac{C_3^2}{h_3} \right) \cdot \frac{r_3 - r_2}{\sin \left[\frac{(\alpha_3 + \alpha_2)}{2} \right]} = 1.249 \times 10^3 \text{ Дж/кг}$$

53. Окружная составляющая абсолютной скорости

$$C_{3u} = \frac{1}{r_3 \cdot \left(\frac{\lambda'_{\text{тр}} \cdot \pi}{4 \cdot G_B} (r_3 - r_2) + \frac{1}{C_{2u} \cdot r_2} \right)} = 342.82 \text{ м/с}$$

54. Абсолютная скорость

$$C_3 = 0.9 \cdot C_2 = 358.251 \text{ м/с}$$

55. Приведенная скорость по окружной составляющей

$$\lambda_{3u} = \frac{C_{3u}}{20,1\sqrt{T_3}} = 0.796$$

56. Угол входа потока в диффузор

$$\alpha_3 = \operatorname{atan}\left(\frac{C_{3r}}{C_{3u}}\right) = 16^\circ 88'$$

57. Радиальная составляющая абсолютной скорости

$$C_{3r} = \sqrt{C_3^2 - C_{3u}^2} = 103.652$$

58. Площадь входа

$$F_{3r} = \pi \cdot d_3 \cdot h_3 = 1.863 \times 10^{-3} \text{ м}^2$$

59. Температурный перепад в диффузоре

$$\Delta T = \frac{C_2^2 - C_3^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 13.047 \text{ К}$$

60. Температура на входе в радиально лопаточный диффузор

$$T_3 = T_2 + \Delta T = 460.981 \text{ К}$$

61. Местная скорость звука

$$a_3 = 18.3 \cdot \sqrt{T_3} = 392.235 \text{ м/с}$$

62. Критическая скорость звука

$$a_{кр3} = \sqrt{2 \cdot k \cdot R \cdot \frac{T_3}{k+1}} = 392.305 \text{ м/с}$$

63. Приведённая скорость

$$\lambda_3 = \frac{C_3}{a_{кр3}} = 0.913$$

64. Число Маха по абсолютной скорости

$$M_3 = \frac{C_3}{a_3} = 0.9$$

65. Показатель политропы в безлопаточном диффузоре

$$n'_k = 1.525$$

66. Статическое давление на выходе из безлопаточного диффузора

$$p_3 = \rho_3 \cdot (R \cdot T_3) = 3.517 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

67. Расчет параметров на выходе из радиально лопаточного диффузора

$$R_3 = \frac{d_3}{2} = 0.049 \text{ м}$$

68. Диаметр выхода РЛД

$$d_4 = 1.24 \cdot d_3 = 0.124 \text{ м}$$

69. Высота лопатки РЛД

$$h_4 = h_3 = 6 \cdot 10^{-3}$$

70. Площадь выхода из РЛД

$$F_4 = 2.1 \cdot F_3 = 3.913 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

71. Действительная выходная площадь

$$h_4 = h_3 = 6 \cdot 10^{-3}$$

$$F'_4 = \pi \cdot d_4 \cdot h_3 = 2.329 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

72. Угол раскрытия диффузора и количество лопаток

$$\theta_{\text{ср}} = 11^\circ$$

$$z_d = 18$$

73. Угол выхода потока из РЛД

$$\alpha_4 = 36^\circ 31'$$

$$\Delta\alpha = \alpha_4 - \alpha_3 = 19^\circ 42'$$

74. Определение приведённой скорости на выходе из РЛД

$$q_{\lambda_3} = \left[\frac{(\kappa + 1)}{2} \right]^{\frac{1}{\kappa - 1}} \cdot \lambda_3 \cdot \left[1 - \left[\frac{(\kappa - 1)}{\kappa + 1} \right] (\lambda_3)^2 \right]^{\frac{1}{\kappa - 1}} = 0.991$$

75. Коэффициент, зависящий от приведенной скорости на входе в РЛД

$$\sigma_{3-4} = 0.95$$

$$K_{G4} = K_{G3} = 1.05$$

$$q_{\lambda 4} = \frac{q_{\lambda 3}}{\sigma_{3-4} \frac{K_{G3}}{K_{G4}} \cdot \frac{F_4}{F_3}} = 0.497$$

76. Определение приведенной скорости по имеющейся газодинамической функции

$$q_{\lambda 4} = \left[\frac{(k+1)}{2} \right]^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_4 \cdot \left[1 - \left[\frac{(k-1)}{k+1} \right] (\lambda_4)^2 \right]^{\frac{1}{k-1}}$$

$$\lambda_4 = 0.3296$$

77. Определение газодинамических функций

$$\tau_{\lambda 4} = 1 - \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \cdot \lambda_4^2 = 0.982$$

$$\pi_{\lambda 4} = \left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \cdot \lambda_4^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} = 0.938$$

$$\varepsilon_{\lambda 4} = \left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \cdot \lambda_4^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} = 0.955$$

78. Коэффициент политропы в РЛД

$$n_d'' = 1.43$$

79. Параметры на выходе из РЛД

$$T_4 = T_3 + \Delta T_{\text{ЛД}} = 476.981 \text{ К}$$

$$p_4 = p_3 \left(\frac{T_4}{T_3} \right)^{\frac{n_k'}{n_k' - 1}} = 3.884 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$\rho_4 = \rho_3 \cdot \left[\left[1 - \left(\frac{R_2}{R_3} \right)^2 \right] \cdot M_3^2 \cdot \frac{k-1}{2} + 1 \right]^{\frac{1}{n_d' - 1}} = 2.772 \text{ кг/м}^3$$

80. Полное давление на выходе из РЛД

$$p'_4 = \frac{p_4}{\left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1}\right) \cdot \lambda_4^2\right]^{\frac{k}{k-1}}} = 4.14 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$\frac{p'_4}{p_n} = 4.086$$

Полное давление больше заданного, т.е. компрессор обеспечивает заданную степень повышения давления, даже с учетом потерь на осевом спрямляющем аппарате

81. Радиус вспомогательных окружностей для построения направляющей РЛД

$$R_{\text{л}} = \frac{R_4^2 - R_3^2}{2 \cdot (R_4 \cdot \cos \alpha_4 - R_3 \cdot \cos \alpha'_3)} = 0.291 \text{ м}$$

$$r = \sqrt{R_3^2 + R_{\text{л}}^2 - 2R_{\text{л}} \cdot R_3 \cdot \cos \alpha'_3} = 0.244 \text{ м}$$

82. Вектор абсолютной скорости

$$C_4 = \lambda_4 \cdot 20.1 \cdot \sqrt{T_3} = 142.238 \text{ м/с}$$

83. Местная и критическая скорость звука

$$a_4 = 20.1 \cdot \sqrt{T_4} = 438.98 \text{ м/с}$$

$$a_{\text{кр}4} = \sqrt{2k \cdot R \cdot \frac{T_4}{k+1}} = 399.739 \text{ м/с}$$

84. Число Маха и приведённая скорость

$$M_4 = \frac{C_4}{a_4} = 0.324$$

$$\lambda_4 = \frac{C_4}{a_{\text{кр}4}} = 0.33$$

85. Радиальная и окружная составляющие абсолютной скорости

$$C_{4r} = C_4 \cdot \sin \alpha_4 = 84.662 \text{ м/с}$$

$$C_{4u} = C_4 \cdot \cos \alpha_4 = 114.291 \text{ м/с}$$

Так как скорость $C_4 = 142.238 \text{ м/с}$ превышает максимально допустимую величину скорости на выходе из компрессора, то необходимо использовать осевой спрямляющий аппарат

86. Внутренний радиус осевого спрямляющего аппарата

$$R_{\text{вн}} = 1.23 \cdot h_4 = 7.38 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

87. Внешний диаметр поворота ОСА и высота лопатки

$$D_{5\text{вн}} = d_4 + 2R_{\text{вн}} = 0.137 \text{ м}$$

$$h_5 = 0.005 \text{ м}$$

88. Осевая составляющая скорости

$$C_{5a} = 1.1 \cdot C_{4r} = 93.128 \text{ м/с}$$

89. Геометрические параметры выходного устройства

$$F_{5a} = G_B \cdot \frac{KG_4}{\rho_k \cdot C_{5a, \text{cp}}} = 1.057 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$$d_{5\text{наружн}} = \sqrt{D_{5\text{вн}}^2 + 4 \cdot \frac{F_{5a}}{\pi}} = 0.14 \text{ м}$$

$$D_{5\text{cp}} = d_{5\text{наружн}} - h_5 = 0.134 \text{ м}$$

$$d_{5\text{внутр}} = d_{5\text{наружн}} - 2h_5 = 0.128 \text{ м}$$

90. Окружная составляющая скорости

$$C_{5u, \text{cp}} = C_{4u} \cdot \frac{d_4}{D_{5\text{cp}}} = 102.096 \text{ м/с}$$

$$C_{5\text{cp}} = \sqrt{C_{5a, \text{cp}}^2 + C_{5u, \text{cp}}^2} = 138.19$$

91. Угол входа потока на лопатки ОСА

$$\alpha_{5\text{cp}} = \arctg \frac{C_{5a, \text{cp}}}{C_{5u, \text{cp}}} = 42^\circ 35'$$

92. Задаемся значением выходной скорости из компрессора

$$C_k = 75 \text{ м/с}$$

93. Определяем статическую температуру на выходе из ОСА

$$\Delta T_{\text{спр}} = \frac{C_4^2 - C_{\kappa}^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 7.266 \text{ K}$$

$$T_{\kappa} = T_4 + \Delta T_{\text{спр}} = 484.242 \text{ K}$$

94. Полная температура на выходе из компрессора

$$T_{\kappa}^* = T_4 + \frac{C_4^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 494.27 \text{ K}$$

95. Задаемся коэффициентом потерь в ОСА и определяем потери

$$\xi_{\text{вых}} = 0.05$$

$$L_{\text{вых}} = \frac{\xi_{\text{вых}}}{2} \cdot C_4^2 = 505.75 \text{ Дж / кг}$$

96. Показатель политропы в выходном устройстве

$$\frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{в}} - 1} = \frac{k}{k-1} - \frac{L_{\text{вых}}}{\frac{C_4^2 - C_{\kappa}^2}{2}} = 3.258$$

$$n_{\text{в}} = 1.443$$

97. Статическое давление и плотность на выходе из компрессора

$$p_{\kappa} = p_4 \cdot \left(\frac{T_{\kappa}}{T_4} \right)^{\frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{в}} - 1}} = 4.08 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

$$\rho_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{R \cdot T_{\kappa}} = 2.934 \text{ кг / м}^3$$

98. Местная скорость звука и число Маха

$$a_{\kappa} = 20.1 \cdot \sqrt{T_{\kappa}} = 442.294 \text{ м / с}$$

$$M_{\kappa} = \frac{C_{\kappa}}{a_{\kappa}} = 0.17$$

99. Критическая скорость звука и приведенная скорость

$$a_{\text{кр.к}} = \sqrt{2k \cdot R \frac{T_{\kappa}^*}{k+1}} = 406.92 \text{ м / с}$$

$$\lambda_{\kappa} = \frac{C_{\kappa}}{a_{\kappa.p.K}} = 0.184$$

$$C_6 = \lambda_6 \cdot 18.3 \cdot \sqrt{T_K^*} = 74.392 \text{ м / с}$$

100. Статическое и полное давление на выходе из компрессора

$$\pi_{\lambda.\kappa} = \left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \cdot \lambda_{\kappa}^2 \right]^{\frac{k}{k-1}} = 0.9803$$

$$p'_{\kappa} = \frac{p_{\kappa}}{\pi_{\lambda.\kappa}} = 4.16 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

101. Определяем КПД компрессора по заторможенным параметрам

$$H_{ad} = c_{pv} \cdot T_H \left(\frac{p'_{\kappa}}{p_H}^{0.286} - 1 \right) = 1.442 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг}$$

$$H_k = u_2^2 \cdot \left(\mu + \alpha_f - \frac{c_{1u} \cdot u_1}{u_2^2} \right) = 1.738 \cdot 10^5 \text{ Дж / кг}$$

$$\eta_k = \frac{H_{ad}}{H_k} = 0.829$$

102. Осевая протяженность колеса

$$l_z = 0.43 \cdot d_2 = 0.0369 \text{ м}$$

$$R_1 = \frac{d_1}{2} = 0.029$$

$$R_{BT} = \frac{d_{BT}}{2} = 0.013 \text{ м}$$

$$R_{cp} = \frac{R_1 + R_{BT}}{2} = 0.021 \text{ м}$$

Целью расчёта является определение параметров для профилирования лопаток рабочего колеса компрессора.

Расчёт проводится для шести сечений по высоте лопатки:

– сечение а соответствует радиусу R_1 ;

- сечение b соответствует радиусу $\frac{R_1 + R_{cp}}{2}$;
- сечение c соответствует среднему радиусу R_{cp} ;
- сечение d соответствует радиусу $\frac{R_{вт} + R_{cp}}{2}$;
- сечение e соответствует $R_{вт}$.

Необходимость расчёта нескольких сечений по высоте лопатки связана с достаточно значительным изменением параметров по радиусу из-за малой относительной высоты лопатки.

Ниже представлены расчетные формулы для расчета первого сечения. Результаты представлены в таблице 3.

103. Окружная скорость

$$u_a = u_1 \cdot \frac{d}{d_1} = 270.887 \text{ м / с}$$

104. Абсолютная скорость

$$C_a = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{a.u}^2} = 164.772 \text{ м / с}$$

$$C_{a.u} = 0 \text{ м / с}$$

105. Относительная составляющая скорости

$$w_{a.u} = u_a - C_{a.u} = 270.887 \text{ м / с}$$

106. Угол набегания потока

$$\beta_a = \arctg \frac{C_{1a}}{w_{a.u}} = 31^\circ 31'$$

107. Относительная скорость

$$w_a = \frac{C_{1a}}{\sin \beta_a} = 317.064 \text{ м / с}$$

108. Угол изгиба лопатки

$$\theta_a = 90^0 - \beta_a = 58^0 73'$$

109. Радиус окружности, по которой изогнута средняя линия

$$R_{\text{изг}} = \frac{b}{2 \cdot \sin \theta} = 0.0109 \text{ м}$$

110. Угол установки

$$\gamma_a = \beta_a + \frac{\theta_a}{2} = 60^0 6'$$

111. Вспомогательный угол

$$\chi_a = \frac{\theta_a}{2} = 29^0 34'$$

Таблица 3 - Результаты расчетов параметров по сечениям

Параметр	a	b	c	d	e
u_i , м/с	270.887	232.797	194.707	156.617	118.527
C_i , м/с	164.772	164.774	164.774	164.774	164.774
$w_{i.u}$, м/с	270.887	232.797	194.707	156.617	118.527
β_i , °	31.311	35.291	40.24	46.45	54.27
w_i , м/с	317.064	285.209	255.07	227.329	202.974
θ_i , °	58.689	54.709	49.76	43.546	35.729
$R_{\text{изг}}$, м	0.017	0.018	0.02	0.022	0.027
γ_i , °	60.655	62.645	65.12	68.227	72.136
χ_i , °	29.345	27.355	24.88	21.773	17.864

Таблица 4 – Основные параметры компрессора

	1	2	3	4	5	6
ρ , кг/м ³	1.075	2.563	2.656	2.771	2.933	2.889
T, К	274.64	447.53	460.94	476.94	484.21	484.21

Продолжение таблицы 4

P, Па	84800	329400	351600	388200	414000	416000
F, м ²	0.00207	0.001737	0.001841	0.002302	0.0018	0.0018
C, м/с	164.77	394.1	358.3	142.2	102.2	75
λ	0.529	1.018	0.913	0.33	0.254	0.186
a _{кр} , м/с	310	286.68	391.04	399.723	402.76	398.58
M	0.517	0.927	0.913	0.324	0.231	0.231
a _i , м/с	332.4	424.64	429.43	438.96	442.3	437.7

1.6 Проектировочный расчёт камеры сгорания

1.6.1 Общие сведения

Функцией камеры сгорания как модуля газотурбинного двигателя является подвод тепла к рабочему телу путем сжигания топлива.

Трудность организации горения в КС состоит в том, что процесс горения должен протекать в строго определенном месте жаровой трубы, а воздух, в котором сжигается топливо, движется с большей скоростью. Соответственно, чтобы выполнить условие стабилизации горения пламя должно распространяться с той же скоростью навстречу воздушному потоку.

Вторая трудность заключается в том, что для устойчивого горения необходимо выдерживать определенные соотношения по количеству воздуха и топлива в топливовоздушной смеси. Это условие создает необходимость разделения воздушного потока на два: один поток предназначен для организации горения, второй – втекает в жаровую трубу после зоны горения и, смешиваясь с горячими продуктами сгорания, обеспечивает заданную температуру рабочего тела на входе в турбину.

В данной курсовой работе был проведен расчет камеры сгорания малоразмерного газотурбинного двигателя по заданным параметрам для обеспечения эффективного процесса горения топлива (см. Рис.1,2).

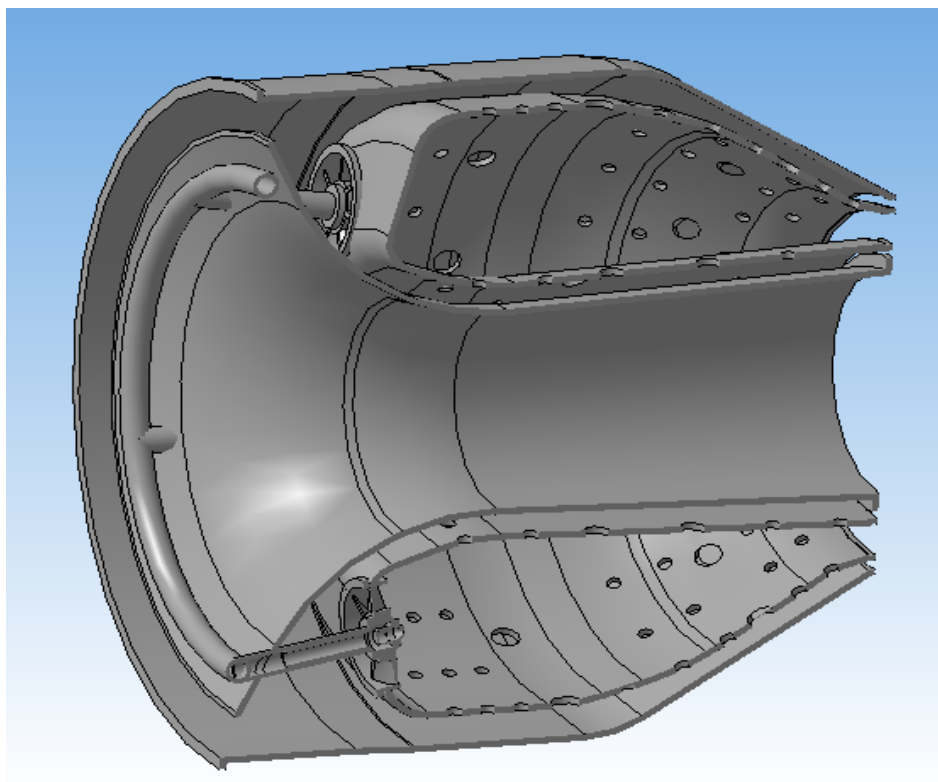


Рисунок 1.2 - Камера сгорания (разрез объемной модели)

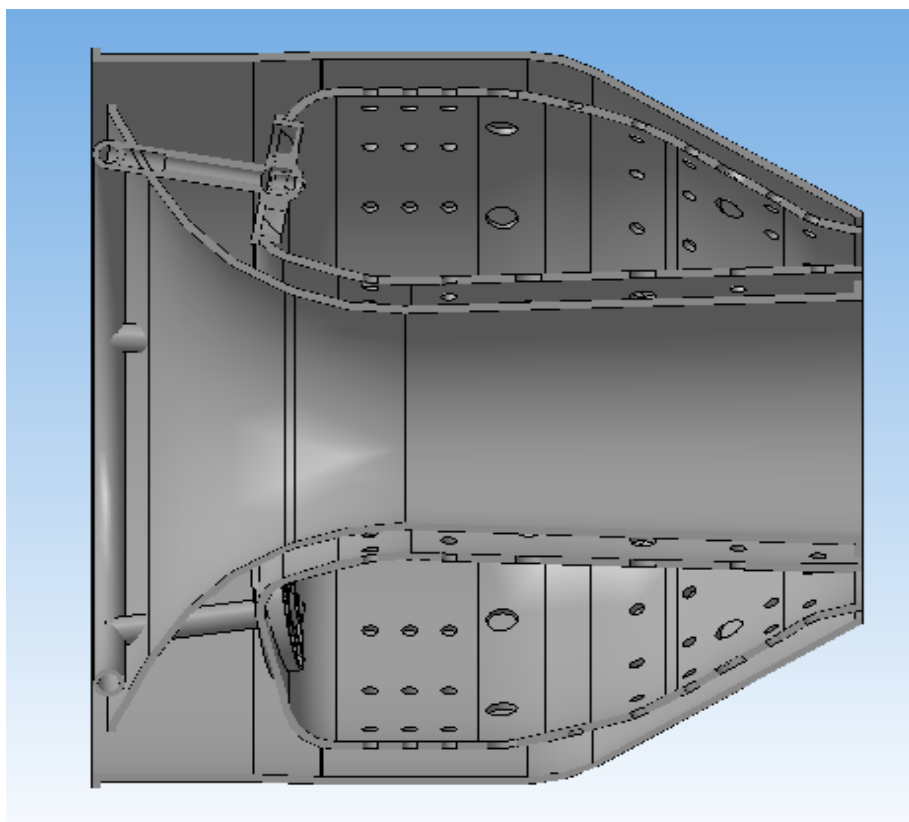


Рисунок 1.3 - Камера сгорания (разрез объемной модели)

1.6.2 Требования к КС

К КС кроме общих требований предъявляются специфические требования. Минимальные габаритные характеристики размеры КС. Они влияют размеры двигателя, и соответственно, на его массу. Как правило, габариты КС характеризуются значением удельной теплонапряженности, которая определяется как отношение тепла, выделившееся в единицу времени к объему жаровой трубы, а так же к давлению на входе в КС. Тут: низшая теплотворная способность топлива (Дж/кг); - секундный расход топлива (кг/с); - объем жаровой трубы (м); - давление воздуха (Па). Чем больше теплонапряженность при заданном расходе топлива, тем меньше объем КС. Теплонапряженность КС современных ГТД составляет $(3,5...6,5)10^6$ (Дж/ч·м³·Па). Высокая полнота сгорания топлива на всех режимах работы двигателя. Полнота сгорания топлива характеризуется коэффициентом полноты сгорания, под которым обычно понимают отношение количества тепла, выделившегося при сгорании единицы массы топлива, к его теплотворной способности. Минимальные потери полного давления в КС. Потери характеризуются коэффициентом восстановления полного давления: . В современных КС коэффициент восстановления полного давления составляет 0,94...0.96. Широкие пределы устойчивого горения.

Пределы устойчивого горения определяются условиями эксплуатации самолета. Пламя не должно гаснуть в заданном диапазоне изменения отношения топлива/воздух, давления, скорости и при попадании на вход двигателя воды, льда и посторонних предметов. В земных условиях розжиг должен быть обеспечен в диапазоне температур от минус 40° до плюс 40 °С. Отсутствие пульсаций давления (вибрационного горения). Поле температур на выходе из КС. Поле температур должно в радиальном направлении иметь эпюру, определяемую предельно допустимыми напряжениями в рабочих лопатках турбины и соплового аппарата. Конкретный характер эпюры температур по радиусу лопатки выбирают в зависимости от конструктивных

особенностей турбины (величины и формы рабочей лопатки, ее материала, способа охлаждения и т.д.). Уровень выбросов дыма, несгоревшего топлива и газообразных веществ, загрязняющих атмосферу - оксидов азота (NO_x), оксидов углерода (CO), несгоревших углеводородов (HC) - должен соответствовать международным нормам ИКАО. На элементах конструкции КС не должен откладываться нагар.

1.6.3 Жаровая труба камеры сгорания

Жаровая труба (рис. 1.4) - кольцевого типа, выполнена из 12X18H10E ГОСТ 5585-75 [4].

Для обеспечения надежной зоны горения путем создания стабильной зоны обратных токов на лобовом кольце установлены подвижно в радиальном направлении и закреплены пластинами завихрители (рис. 1.5), во внутренний втулку которых установлены рабочие форсунки. Под заданный расход 6,3 г/сек было выбрано 5 форсунок с завихрителями.

На наружном и внутреннем кожухах выполнены по два ряда отверстий для подвода воздуха в зону горения, а также установлены отверстия для подвода воздуха, смешивающегося с продуктами сгорания и снижающего температуру последних до величины, определяемой надежностью работы лопаток турбины.

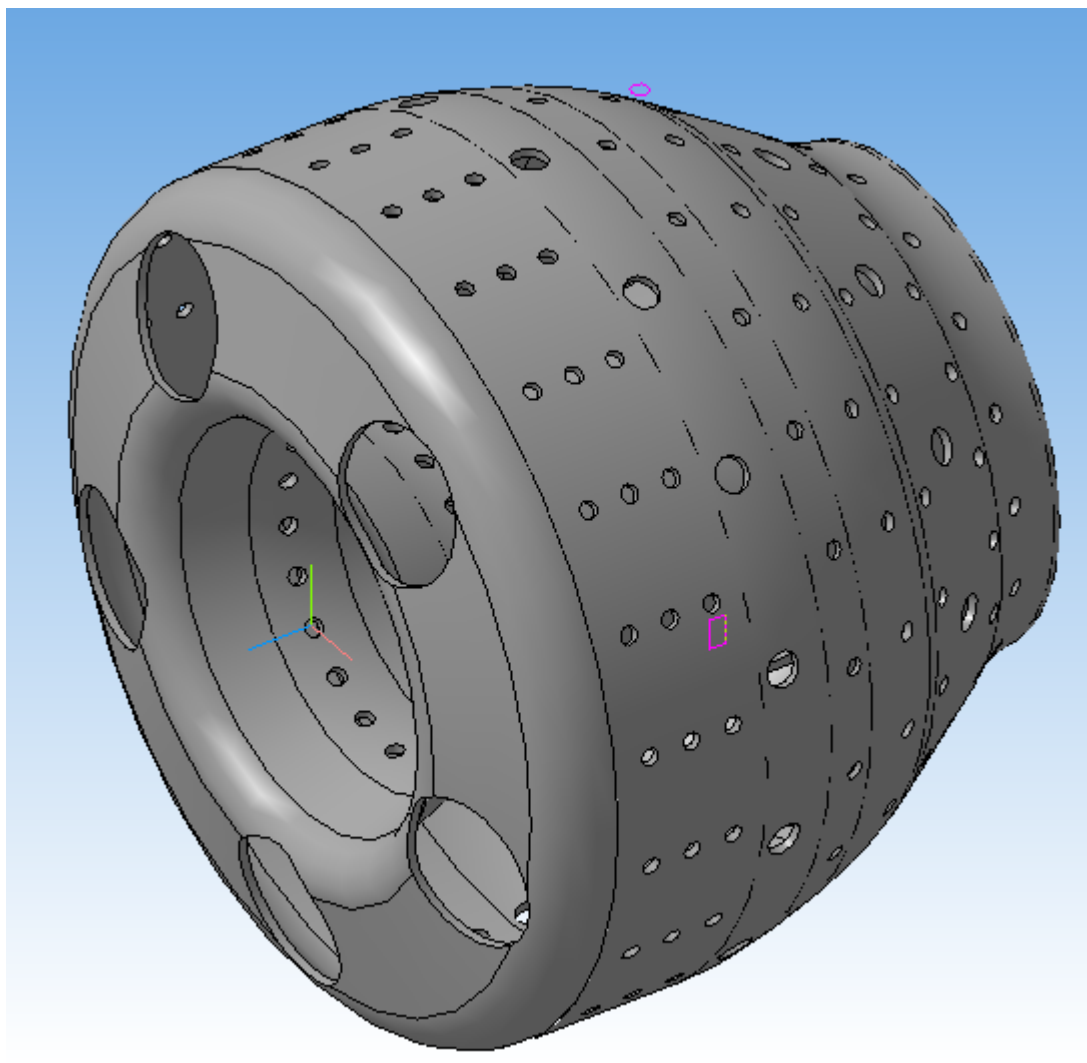


Рисунок 1.4 - Жаровая труба (объемная модель)

Форсунка камеры сгорания центробежного типа.

Форсунка - одноконтурная, центробежного типа, в которой искусственно создается закрутка подаваемой через нее струи жидкого топлива.

После выхода жидкости из сопла под действием центробежных сил образуется тонкая конусообразная пелена компонента, которая быстро распадается на капли.

Центробежные форсунки имеют широкий и сравнительно короткий конус распыла. Для данной камеры, в связи с небольшим расходом топлива, был выбран данный тип форсунок. Связано это также с дальнобойностью форсунки,

для обеспечения приемлемой длины камеры сгорания. Разрез форсунки представлен на рисунке 1.6.

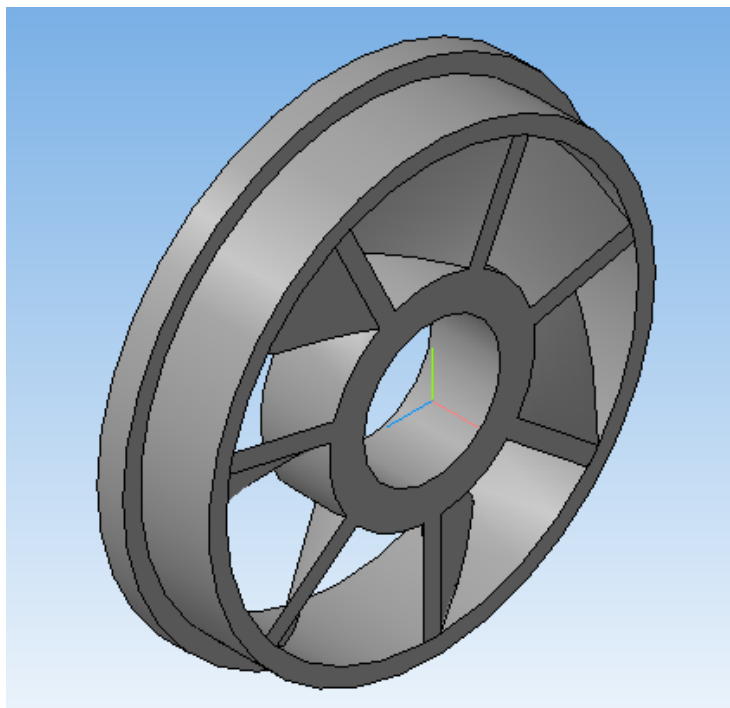


Рисунок 1.5 - Завихритель (разрез объемной модели)

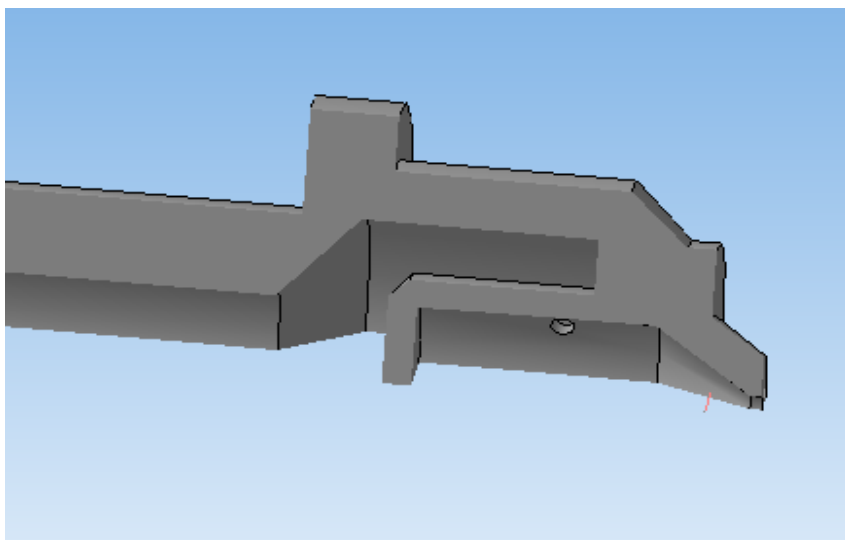


Рисунок 1.6 - Форсунка (разрез объемной модели)

Таблица 5 – Исходные данные для расчёта камеры сгорания.

Наименование параметра	Обозначение, размерность	Значение
1	2	3
Давление торможения в компрессоре	$P_k, \text{Па}$	$4.016 \cdot 10^5$
Общий расход воздуха	$G_b, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$	0.275
Температура воздуха в компрессоре	$T_k, \text{К}$	484.21
Площадь на выходе из компрессора	$F_k, \text{м}^2$	$1.8 \cdot 10^{-3}$
Площадь колеса турбины на входе	$F_{\text{вых}}, \text{м}^2$	$1.81 \cdot 10^{-3}$
Газовая постоянная для сухого воздуха	$R, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	287.15
Диаметр на выходе из компрессора	$D_k, \text{м}$	0.14
Диаметр рабочего колеса турбины на входе	$d_{\text{вых}}, \text{м}$	0.064
Параметры варьирования	x_1	0.9
	x_2	2.5
	x_3	2.5

1.6.5 Расчет геометрических размеров камеры сгорания

Площадь кольцевого канала КС:

$$1. F_{kk} = F_k * x_1 = 0.0016 \text{ м}^2,$$

где $F_k = 0.0027 \text{ м}^2$ – проходная площадь для воздуха на выходе из компрессора высокого давления;

Площадь жаровой трубы в миделевом сечении:

$$2. F_{ж.тр} = F_{вых} * x_2 = 0.045 \text{ м}^2,$$

где $F_{вых} = 0.012 \text{ м}^2$ - проходная площадь для воздуха на входе в турбину высокого давления;

Суммарная площадь отверстий жаровой трубы:

$$3. \mu F_{отв\Sigma} = \frac{F_{kk}}{x_3} = 0.003 \text{ м}^2;$$

Средний диаметр жаровой трубы:

$$4. D_{ж.тр.ср} = \frac{D_k + D_{вых}}{2} = 0.0985 \text{ м},$$

где D_k – средний диаметр лопатки на выходе из компрессора высокого давления, $D_{вых}$ – средний диаметр лопатки на входе в турбину высокого давления;

Высота жаровой трубы:

$$5. H_{ж.тр} = \frac{F_{ж.тр}}{\pi * D_{ж.тр.ср}} = 0.04 \text{ м};$$

Диаметр наружной обечайки жаровой трубы:

$$6. D_{ж.тр.н} = D_{ж.тр.ср} + \frac{H_{ж.тр}}{2} = 0.139 \text{ м};$$

Диаметр внутренней обечайки жаровой трубы:

$$7. D_{ж.тр.вн} = D_{ж.тр.ср} - \frac{H_{ж.тр}}{2} = 0.058 \text{ м};$$

Диаметр наружного корпуса камеры сгорания:

$$8. D_{кс.н} = \sqrt{D_{ж.тр.н}^2 + \frac{2 * F_{kk}}{\pi}} = 0.145 \text{ м};$$

Диаметр внутреннего корпуса камеры сгорания:

$$9. D_{\text{КС.ВН}} = \sqrt{D_{\text{Ж.ТР.ВН}}^2 - \frac{2 \cdot F_{kk}}{\pi}} = 0.041 \text{ м};$$

Средняя высота между миделевым и выходным сечениями:

$$10. h_{\text{ср}} = \frac{H_{\text{Ж.ТР}} + h_{\text{ВЫХ}}}{2} = 0.024 \text{ м},$$

где $h_{\text{ВЫХ}}$ – высота лопаток на входе в турбину высокого давления;

Длина газосборника:

$$11. l_{\Gamma} = h_{\text{ср}} \cdot x_4 = 0.049 \text{ м};$$

Длина зоны горения:

$$12. l_{\text{З.Г}} = H_{\text{Ж.ТР}} \cdot a_{\text{З.Г}} = 0.052 \text{ м},$$

Длина жаровой трубы:

$$13. l_{\text{Ж.ТР}} = l_{\Gamma} + l_{\text{З.Г}} = 0.102 \text{ м},$$

Расстояние от диффузора до обтекателя жаровой трубы:

$$14. \Delta = h_k \cdot k_k = 0.013 \text{ м},$$

где h_k – высота лопатки на выходе из компрессора высокого давления;

Степень расширения диффузора:

$$15. h_d = 6,06 - 1,43 \cdot \ln(\alpha_d - 6) = 1.614,$$

где α_d – угол раскрытия диффузора;

Высота канала на выходе из диффузора:

$$16. h_{k1} = h_d \cdot h_k = 0.008 \text{ м};$$

Длина диффузора:

$$17. l_d = \frac{h_{k1} - h_k}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha_d}{2} = 0.0075 \text{ м};$$

Общая длина камеры сгорания:

$$18. l_{\text{КС}} = l_{\text{Ж.ТР}} + \Delta + l_d = 0.1217 \text{ м};$$

Объем жаровой трубы:

$$19. V_{\text{Ж.ТР}} = B_{\Gamma} \cdot F_{\text{Ж.ТР}} \cdot l_{\text{Ж.ТР}} = 0.001136;$$

Площадь поверхности камеры сгорания:

$$20. S_{\text{ПОВ}} = k_s \cdot S' = 0.045 \text{ м}^2,$$

где $S' = \pi \cdot (D_{\text{Ж.ТР.Н}} + D_{\text{Ж.ТР.ВН}}) \cdot l_{\text{Ж.ТР}} = 0.063 \text{ м}^2$;

$$21. k_s = 0,542 * S' + 0,687 = 0.721.$$

Расчет температурных параметров и относительных расходов на охлаждение камеры сгорания

Температура стенки камеры сгорания:

$$22. \Delta t_w = 324 \ln \frac{S_{\text{пов}}}{V_{\text{ж.тр}}} - 600 = 594.3 \text{ К};$$

Максимальная температура стенки камеры сгорания:

$$23. T_w = T_k^* + \Delta t_w = 1065.35 \text{ К},$$

где T_k^* – статическая температура на выходе из компрессора;

Критерий форсирования:

$$24. k_v = \frac{G_k}{p_k^{1,23} * T_k^* * V_{\text{ж.тр}}} = 0.065,$$

где G_k – массовый расход через компрессор высокого давления,

p_k – давление на выходе из КВД;

Полнота сгорания в камере сгорания:

$$25. \eta_{\text{КС}} = 1 - 0,8 * k_v^2 = 0.99;$$

Коэффициент окружной неравномерности поля потока при выходе из КС:

$$26. \theta_{\text{max}} = k_{\theta} \frac{e^{\frac{0,377}{x_6}} \left[0,0144 \left(\frac{F_{\text{ж.тр}}}{\mu F_{\text{отв}\Sigma}} \right)^2 - 0,178 \left(\frac{F_{\text{ж.тр}}}{\mu F_{\text{отв}\Sigma}} \right) + 1 \right]}{\left(\frac{F_{\text{ж.тр}}}{F_{\text{вых}}} \right)^{1,11} * \left(1 - 1,19 \frac{F_{\text{КК}}}{\mu F_{\text{отв}\Sigma}} \right)} = 0.255;$$

Коэффициент радиальной неравномерности поля потока при выходе из камеры сгорания:

$$27. \theta_{\text{р max}} = 0,275 * \theta_{\text{max}} = 0.07;$$

Температура без учета впрыска охлаждающего воздуха:

$$28. T_z^{*'} = (1 + \delta_{\text{отб.докр}}) * T_{\Gamma}^* = 1127 \text{ К},$$

где T_{Γ}^* – температура на выходе из КС;

Относительная глубина охлаждения:

$$29. \theta_0 = \frac{T_z^{*'} - T_{\text{лс}}}{T_z^{*'} - T_k^*} = 0.357;$$

Температурный критерий:

$$30. k_f = \frac{T_z^* - T_{охл}}{T_z^* - T_k^*} = \frac{1586,1 - 833,43}{1586,1 - 853,43} = 0,999,$$

где $T_{охл} = T_k^* - 20 = 853,43 - 20 = 833,43$ К;

Относительная глубина охлаждения сопловой лопатки:

$$31. \theta_{лс} = \frac{\theta_{max} + \theta_0}{k_f + \theta_{max}} = \frac{0,385 + 0,39}{0,999 + 0,385} = 0.357;$$

Радиальная температура:

$$32. T_{p\ max} = \theta_{p\ max} (T_z^* - T_k^*) + T_z^* = 1169 \text{ К};$$

Температура газа перед рабочей лопаткой турбины:

$$33. T_{г\ max}^* = \frac{T_{г\ w}^*}{T_z^*} * T_{p\ max}^* = 1051 \text{ К};$$

Относительная глубина охлаждения рабочей лопатки:

$$34. \theta_{лр} = \frac{T_{г\ max}^* - T_{лр}^*}{T_{г\ max}^* - (T_k^* - \Delta T)} = \frac{1735,9 - 1150}{1735,9 - (853,43 - 20)} = 0.246;$$

Относительный расход воздуха на охлаждение сопловой лопатки:

$$35. \overline{G_{в\ лс\ охл}} = a_c * \theta_{лс}^{m_c} = 0.01;$$

Относительный расход воздуха на охлаждение рабочей лопатки:

$$36. \overline{G_{в\ лр\ охл}} = a_p * \theta_{лр}^{m_p} = 0.003;$$

Относительный расход воздуха на плёночное охлаждение сопловых лопаток:

$$37. \overline{G_{в\ л\ охл\ пл}} = n_c * \overline{G_{в\ лс\ охл}} = 0.01.$$

В ходе данной работы была спроектирована камера сгорания газотурбинного двигателя. Ниже представлены результаты холодной продувки КС, т.е. без процессов горения. На рисунке 1.7 представлена картина распределения давления в продольном сечении КС. На рисунке 1.8 линии тока по скорости. На рисунке 1.9 показан разрез КС с пересечением всех отверстий жаровой трубы. В данном сечении наблюдается самая благоприятная картина течения. Зоны обратных токов образуются из-за недостаточного количества форсунок, по торцевой поверхности жаровой трубы располагается 5 единиц.

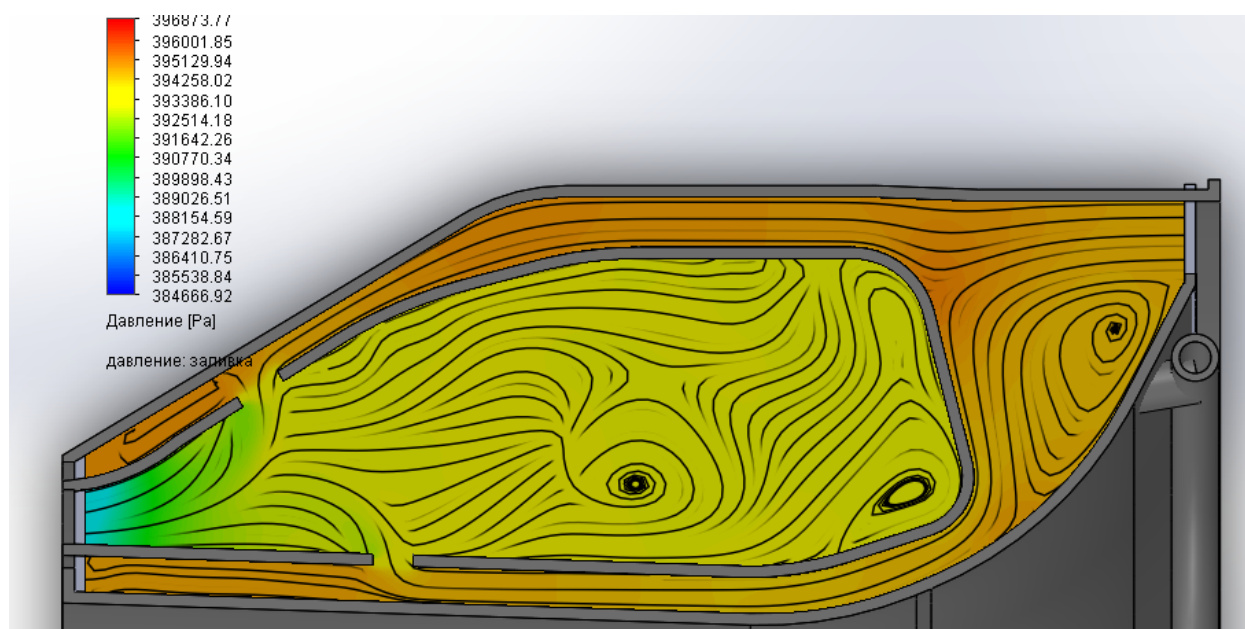


Рисунок 1.7 - Давление (разрез объемной модели)

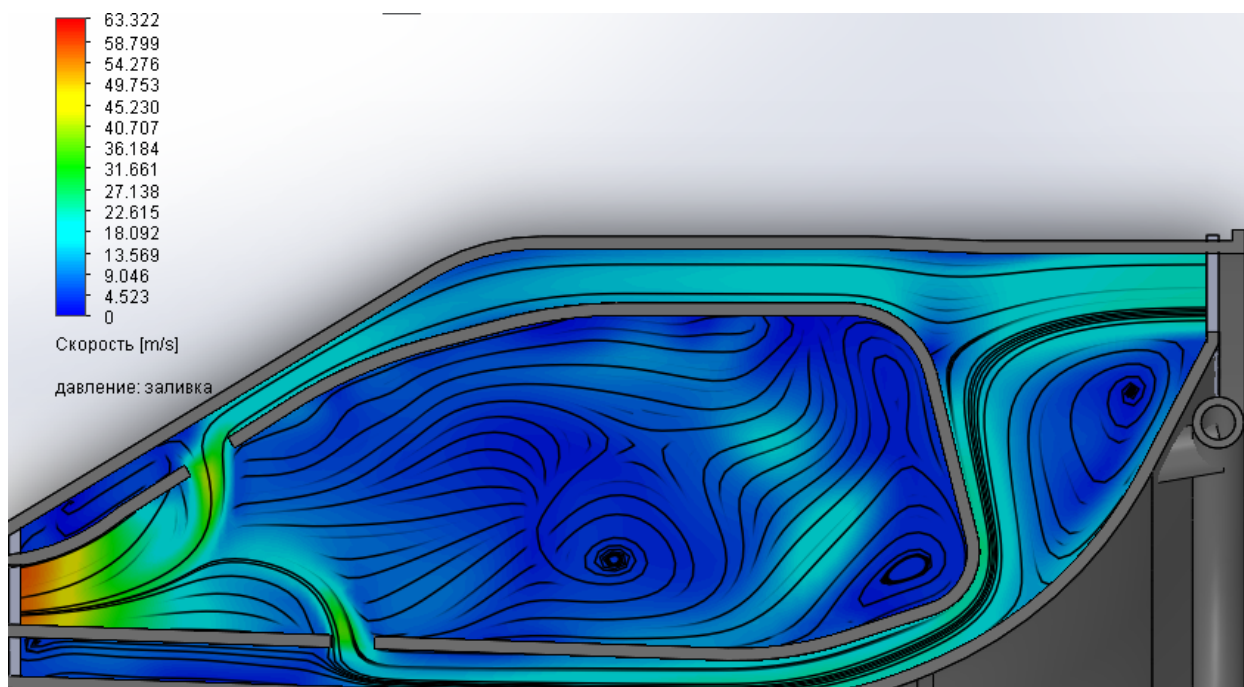


Рисунок 1.8 – Эпюра скорости в продольном сечении КС

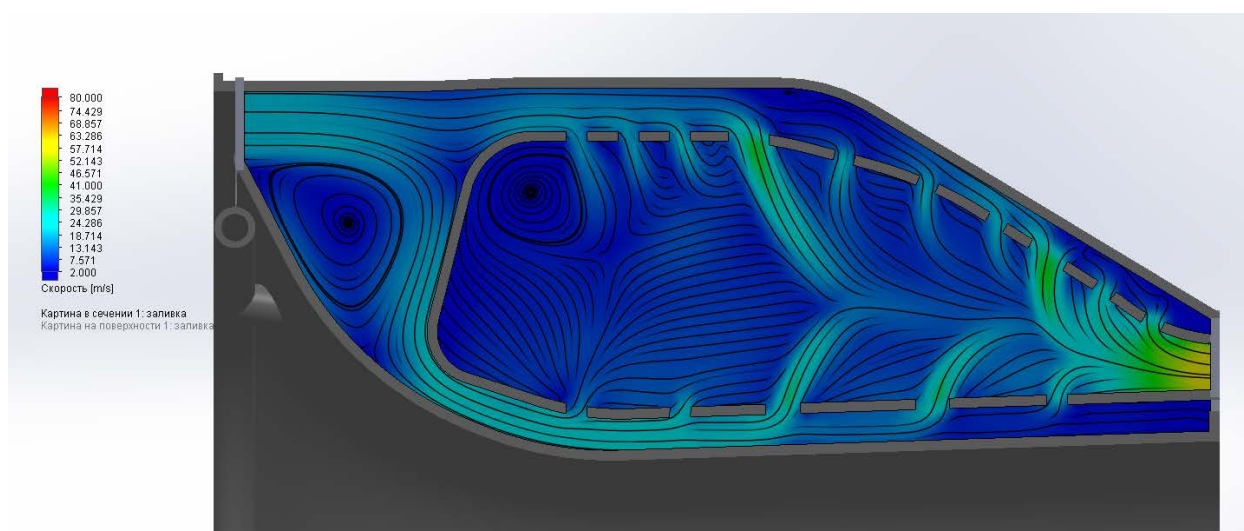


Рисунок 1.9 - Эпюра скорости в продольном сечении КС

По результатам холодной продувки было принято решение о начале изготовления камеры сгорания в сборе с топливной системой.

Для изготовления жаровой трубы КС был выбран материал 12Х18Н10Т [4]. Листовой сортамент подошел по толщине (0,6 мм), по своим коррозионно-стойким качествам и по доступности.

Жаровая труба претерпела ряд изменений. Первоначальная она была разделена на 15 элементарных участков (Приложение Б). Но по ходу изготовления, выяснилось, что существует большая вероятность погрешности формы всех 15 деталей. Так же, при сваривании кольца жаровой трубы, наблюдалось отклонение от цилиндричности и конусности. Поэтому было принято решение объединить друг с другом элементы, которые не обладают достаточной объемной прочностью. В результате данного шага была получена сварная жаровая труба, которая имеет достаточную жёсткость. Примеры исполнения разверток элементов жаровой трубы представлены в приложении Б. Так же, ведётся активная работа над созданием стенда для испытания данной камеры сгорания. Внешний вид стенда и его разрез представлен на рисунке 1.10 и рисунке 1.11 соответственно.

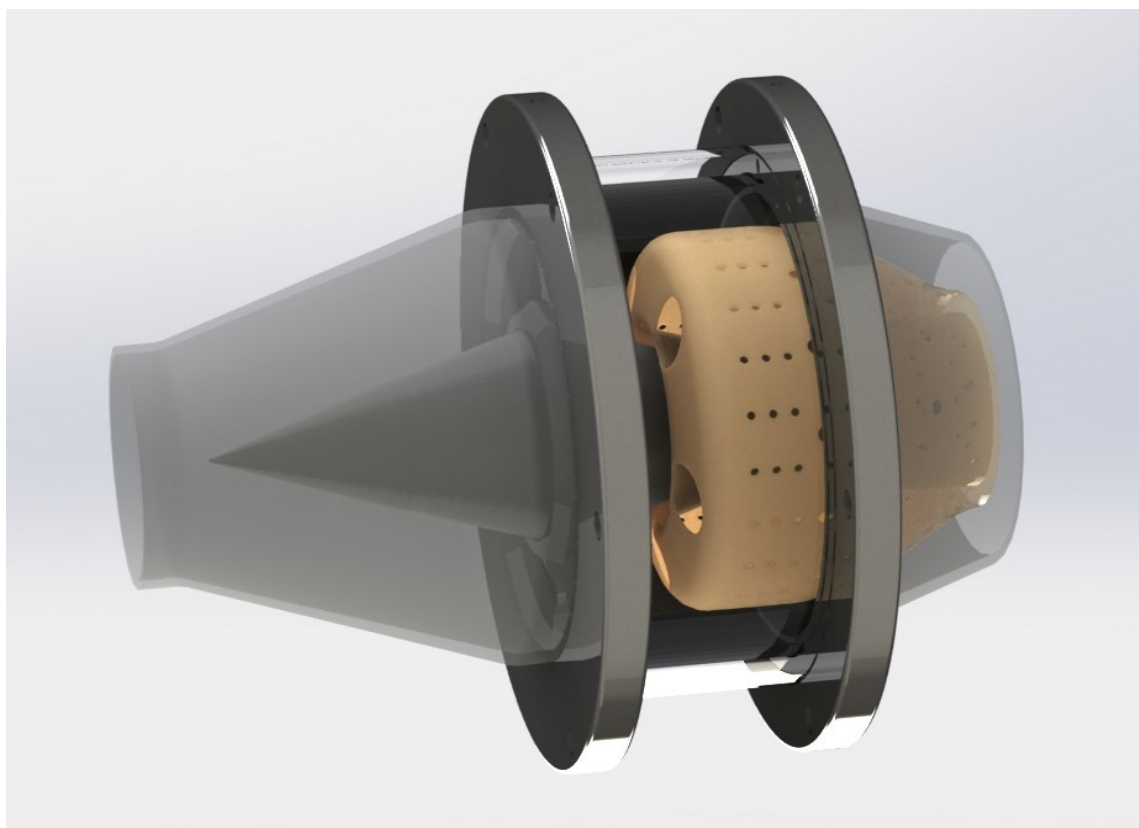


Рисунок 1.10 – Внешний вид стенда для испытания

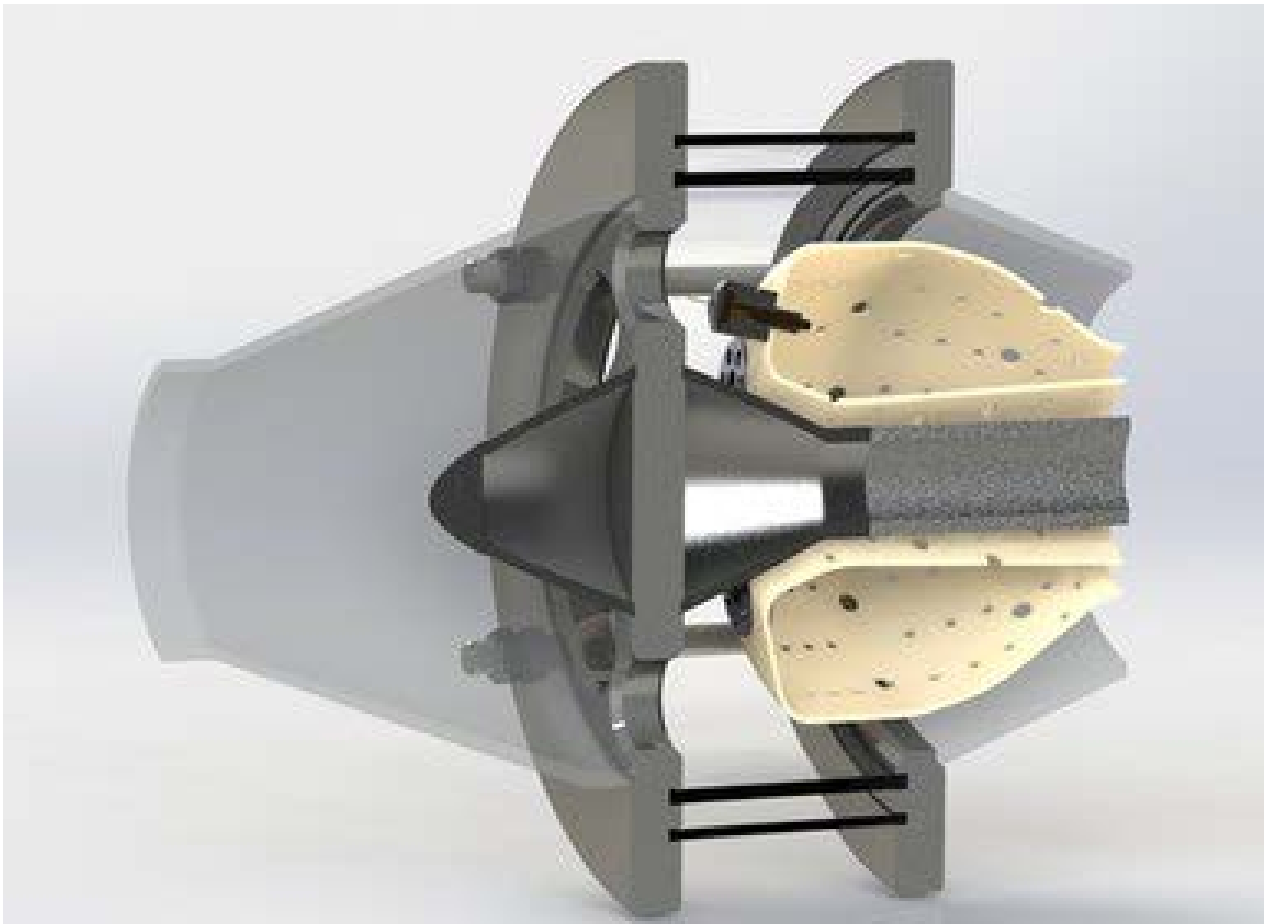


Рисунок 1.11 – Разрез объёмной модели стенда для испытания

1.7 Газодинамический расчёт турбины

1.7.1 Предварительный расчет параметров турбины компрессора

Газодинамический расчёт турбины

Таблица 5 – Исходные данные для газодинамического расчёта турбины

Наименование параметра	Обозначение, размерность	Значение
1	2	3

Продолжение таблицы 5

Температура торможения за турбиной	T_t, K	915
Статическое давление за турбиной	P_t, Pa	$1.93 \cdot 10^5$
Внутренний КПД турбины	η_t	0.86
Эффективная работа на турбине	$L_t, \frac{Дж}{кг}$	$1.829 \cdot 10^5$
Изобарная теплоёмкость	$C_p, \frac{Дж}{кг \cdot K}$	1170
Газовая постоянная для газа	$R_g, \frac{Дж}{кг \cdot K}$	290
Окружная скорость	$u_2, \frac{м}{с}$	442
Общий расход газа	$G_g, \frac{кг}{с}$	0.28
Показатель адиабаты для продуктов сгорания	$k_{пс}$	1.32

Порядок расчета:

1. Работа, затрачиваемая на привод компрессора

Принимаем $\eta_K^* = 0.81$, тогда

$$L_K = \frac{k}{k-1} RT_H \left[\pi_K^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_K^*} =$$

$$= 1.738 \cdot 10^5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2. Потребная внутренняя удельная работа турбины газогенератора

$$L_T = \frac{L_K}{K_T} = \frac{173800}{0.94} = 1.848 \cdot 10^5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

3. Условная адиабатическая скорость

$$C_{ад} = \sqrt{\frac{2L_T}{\eta_T^*}} = 655,65 \text{ м/с}$$

4. Окружная скорость на среднем диаметре:

$$U_{Тср} = Y \cdot C_{ад}^* = 340.98 \text{ м/с}$$

где Y – характеристика Парсона, принимаем $Y = 0.52$;

5. Температура газа за турбиной

$$T_T^* = T_T^* - \frac{L_T}{\frac{k_r}{k_r-1} R_r} = 914.847 \text{ К}$$

6. Температура в корневом сечении неохлаждаемых лопаток турбины

$$T_{л} = 0.94 \left[T_T^* + \frac{U_{Тср}^2}{2 \frac{k_r}{k_r-1} R_r} \right] = 906.69 \text{ К}$$

7. Допустимые напряжения растяжения в корневом сечении рабочих лопаток турбины

Коэффициент запаса прочности

$$K_{\sigma} = 1.9$$

Предел длительной прочности

$$\sigma_{дл} = 340 \text{ МПа}$$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{дл}}{K_{\sigma}} = 178.97 \text{ МПа}$$

8. Определение относительной высоты рабочих лопаток

9. Плотность никелевого сплава ЭИ 929

$$\rho_M = 8100 \text{ кг / м}^3$$

10. Коэффициент формы лопаток

$$\Phi = 0.45$$

$$\frac{D_{T\text{ср}}}{h} = \frac{2 \cdot U_{T\text{ср}}^2 \cdot \rho_M \cdot \Phi}{\sigma_P} \cdot 10^{-4} = 4.735$$

11. Приведенная скорость и угол α_2 на выходе из турбины газогенератора

Принимаем $\lambda_{2T} = 0,45$; $\alpha_2 = 82^\circ$.

12. Отношение полных давлений в турбине

$$\frac{p_\Gamma^*}{p_T^*} = \frac{1}{\left[1 - \frac{L_T}{\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma T_\Gamma^* \eta_\Gamma^*} \right]^{\frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1}}} = 2,129$$

13. Площадь кольцевого сечения канала на выходе из турбины

Коэффициент, зависящий от показателя адиабаты и газовой постоянной

$$m_\Gamma = \sqrt{\frac{k_\Gamma}{R_\Gamma} \left(\frac{2}{k_\Gamma + 1} \right)^{\frac{k_\Gamma + 1}{k_\Gamma - 1}}} = 0,0396$$

14. Газодинамическая функция

$$q_{\lambda_{2T}} = \left(\frac{k + 1}{2} \right)^{\frac{1}{k - 1}} \cdot \lambda_{2T} \left[1 - \left(\frac{k - 1}{k + 1} \right) \cdot \lambda_{2T}^2 \right]^{\frac{1}{k - 1}} = 0.651$$

$$F_{2T} = \frac{G_T \cdot \sqrt{T_T^*}}{S_\Gamma \cdot p_T^* \cdot q(\lambda_{2T}) \cdot \sin(\alpha_2)} = 1.874 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$G_\Gamma = g_T \cdot G_B = 0.28 \text{ кг / с}$ - расход газа на выходе из турбины

15. Высота лопатки на выходе из турбины

$$h = \sqrt{\frac{F_{2T}}{\pi \cdot \left(\frac{D_{Tcp}}{h}\right)}} = 0.016$$

16. Средний диаметр турбины на выходе

$$D_{Tcp} = h \cdot \left(\frac{D_{Tcp}}{h}\right) = 0.072 \text{ м}$$

17. Наружный диаметр турбины

$$D_{Tнар} = \frac{F_{2T}}{\pi \cdot D_{Tcp}} + D_{Tcp} = 0.08$$

18. Внутренний диаметр турбины

$$D_{Tвт} = D_{Tнар} - 2 \cdot h = 0.064 \text{ м}$$

19. Относительный диаметр втулки на выходе из турбины

$$\bar{d}_m = \frac{D_{Tвт}}{D_{Tнар}} = 0.809$$

20. Приведенная скорость на выходе из кс

$$\lambda_\Gamma = 0.3$$

$$q_{\lambda_{2\Gamma}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_{2\Gamma} \left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1}\right) \cdot \lambda_{2\Gamma}^2\right]^{\frac{1}{k-1}} = 0.47$$

21. Площадь кольцевого сечения канала на входе в первую ступень турбины

$$F_\Gamma = \frac{G_\Gamma \cdot \sqrt{T_\Gamma^*}}{S_\Gamma \cdot p_\Gamma^* \cdot q(\lambda_\Gamma)} = 1.309 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

22. Выбор формы проточной части

Принимаем форму проточной части $D_{cp} = const$, тогда $D_{\Gamma cp} = D_{Tcp}$.

$$D_{\Gamma нар} = \sqrt{D_{Tcp}^2 + 2 \frac{F_\Gamma}{\pi}} = 0.077 \text{ м}$$

$$D_{\Gamma вт} = \sqrt{D_{\Gamma нар}^2 - 4 \frac{F_\Gamma}{\pi}} = 0.066 \text{ м}$$

23. Частота вращения ротора газогенератора

$$n_{\Gamma} = \frac{60 \cdot U_{\text{Тср}}}{\pi \cdot D_{\text{Тср}}} = 9.055 \cdot 10^4 \text{ об / мин}$$

1.7.1 Детальный расчет турбины одновального газогенератора

24.Ширина охлаждаемых рабочих решеток

$$K_{\text{л}} = 0.14$$

$$S_{\text{РК}} = K_{\text{л}} \cdot D_{\text{Тср}} = 0.01 \text{ м}$$

25.Ширина лопаток сопловых аппаратов

$$S_{\text{СА}} = 1.9 \cdot S_{\text{РК охл}} = 0.015 \text{ м}$$

26.Осевой зазор между венцами

$$\Delta_1 = 0.0035 \text{ м}$$

27.Длина проточной части турбины

$$l_{\text{T}} = \Delta_1 + S_{\text{РК}} + S_{\text{СА}} = 0.0325 \text{ м}$$

28.Адиабатный тепловой перепад

$$L_{01\text{СТ}} = 0.5 \cdot \left(\frac{U_{\text{Тср}}}{Y_{1\text{СТ}}^*} \right)^2 = 2.149 \cdot 10^5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

29.Условная скорость при адиабатном расширении газа, соответствующая адиабатному тепловому перепаду ступени

$$C_{\text{ад1СТ}} = 1.415 \cdot \sqrt{L_{01\text{СТ}}} = 656.016 \text{ м/с}$$

30.Приведенная скорость

$$\lambda_{\text{ад1СТ}} = \frac{C_{\text{ад1СТ}}}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} + 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}^*}} = 1.101$$

31.Статическое давление за первой ступенью

$$p_2 = \pi(\lambda_{\text{ад1СТ}}) \cdot p_{\Gamma}^* = 179600 \text{ Па}$$

32.Степень реактивности

Принимаем $\rho_{\text{СТ}} = 0.35$

33.Адиабатная работа расширения в соплах

$$L_{01} = (1 - \rho_{\text{СТ}}) \cdot L_{01\text{СТ}} = 139700 \text{ Дж}$$

34. Адиабатная работа расширения в рабочем колесе

$$L_{02} = (\rho_{CT}) \cdot L_{01} = 48900 \text{ Дж}$$

35. Скоростной коэффициент соплового аппарата выбирается с учетом рекомендаций

$$\varphi_{охл} = 0,97$$

36. Теоретическая скорость на выходе из соплового аппарата

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot L_{01}} = 528.603 \text{ м/с}$$

37. Действительная скорость на выходе из соплового аппарата

$$C_1 = \varphi_{охл} \cdot C_{1t} = 512.745 \text{ м/с}$$

38. Температура газа за сопловым аппаратом

$$T_1 = T_{\Gamma}^* - \frac{\varphi_{охл}^2 \cdot L_{01}}{\frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} \cdot R_{\Gamma}} = 960.53 \text{ К}$$

39. Приведенная теоретическая скорость на выходе из сопла

$$\lambda_{1t} = \frac{C_{1t}}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} + 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}^*}} = 0.887$$

40. Статическое давление за сопловым аппаратом

$$\pi_{\lambda 1t} = \left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \cdot \lambda_{1t}^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} = 0.6115$$

$$p_1 = \pi_{\lambda 1t} \cdot p_{\Gamma}^* = 241900 \text{ Па}$$

41. Плотность газа за сопловым аппаратом

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_{\Gamma} \cdot T_1} = 0,868 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

42. Угол выхода из сопла

$$\alpha_1 = \arcsin \left[\frac{G_{\Gamma}}{\pi \cdot D_{\Gamma \text{ср}} \cdot h_1 \cdot C_1 \cdot \rho_1} \right] = 16^\circ;$$

43. Скорость потока газа на входе в рабочее колесо первой ступени в относительном движении

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2 - 2 \cdot C_1 \cdot U_1 \cdot \cos(\alpha_1)} = 207.68 \text{ м/с}$$

44. Угол входа потока на рабочую решетку в относительном движении

$$\beta_1 = \arcsin \left[\frac{C_1 \cdot \sin(\alpha_1)}{W_1} \right] = 43^\circ 9'$$

45. Скоростной коэффициент рабочей решетки зависит от суммы углов на входе и выходе из решетки и выбирается в соответствии с рекомендациями [6].

$$\psi_{\text{охл}} = 0,97.$$

46. Скорость газа на выходе из рабочей решетки в относительном движении

$$W_2 = \psi_{\text{охл}} \cdot \sqrt{W_1^2 + U_2^2 - U_1^2 + 2 \cdot L_{02}} = 364.15 \text{ м/с}$$

47. Температура торможения потока в относительном движении на входе в решетку рабочего колеса турбины

$$T_{W1}^* = T_\Gamma^* - \frac{C_1^2 - W_1^2}{\frac{2 \cdot K_\Gamma}{K_\Gamma - 1} \cdot R_\Gamma} = 978.98 \text{ К}$$

48. Приведенная относительная скорость на выходе из ступени

$$\lambda_{W2} = \frac{W_2}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_\Gamma}{K_\Gamma + 1} \cdot R_\Gamma \cdot T_{W1}^*}} = 0,64$$

$$\pi_{\lambda_{W2}} = \left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \cdot \lambda_{W2}^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} = 0.781$$

49. Полное давление в относительном движении на выходе из турбины

$$p_{W2}^* = \frac{p_2}{\pi(\lambda_{W2})} = 230400 \text{ Па}$$

50. Угол выхода потока из рабочей решетки в относительном движении

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{G_\Gamma \cdot \sqrt{T_{W1}^*}}{\pi \cdot D_{\Gamma \text{cp}} \cdot h_2 \cdot \pi(\lambda_{W2}) \cdot S_\Gamma} \right] = 33^\circ 12'$$

51. Абсолютная скорость потока за рабочим колесом первой ступени

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot W_2 \cdot U_2 \cdot \cos(\beta_2)} = 202.84 \text{ м/с}$$

52. Угол абсолютной скорости потока за рабочим колесом

$$\alpha_2 = \arcsin \left[\frac{W_2 \cdot \sin(\beta_2)}{C_2} \right] = 79^\circ 45'$$

53. Приведенная скорость на выходе из первой ступени

$$\lambda_{C2} = \lambda_{W2} = 0.643$$

54. Угол поворота потока в рабочей решётке (в радианах):

$$\Theta = [180 - (\beta_1 + \beta_2)] \cdot \frac{\pi}{180} = 3.118^\circ$$

55. Относительный оптимальный шаг решётки при нулевой толщине выходной кромки:

$$t_{\text{опт } 0} = \left(\frac{1.727}{K} - 0.869 \right) \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{\Theta}} - \frac{1.71}{K} + 1.604 = 0.585 \text{ м}$$

$$\Delta t_{\text{опт}} = -0.625 \cdot \lambda_t^2 + 0.48 \cdot \lambda_t + 0.016 = 0.061 \text{ м}$$

$$\bar{t}_{\text{опт}} = (1 + \Delta t_{\text{опт}}) \cdot K_{\text{кр}} \cdot t_{\text{опт } 0} = 0.64 \text{ м}$$

$$\gamma_{\text{уст}} = 68.7 + 9.33 \cdot 10^{-4}(\beta_1 - \beta_2) - 6.052 \cdot 10^{-3} \cdot (\beta_1 - \beta_2)^2 = 68^\circ$$

56. Хорда решётки

$$b = \frac{S_{\text{ПК охл}}}{\sin \gamma_{\text{уст}}} = 0.016 \text{ м}$$

$$t_{\text{опт охл}} = \bar{t}_{\text{опт охл}} \cdot b = 0.01 \text{ м}$$

57. Число лопаток в решётке рабочего колеса:

$$z_{\text{рк}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{т ср}}}{t_{\text{опт охл}}} = 26$$

58. Угол поворота потока в рабочей решётке (в радианах):

$$\Theta = [180 - (\alpha_0 + \alpha_1)] \cdot \frac{\pi}{180} = 1.280$$

59. Число лопаток в решётке рабочего колеса:

$$z_{\text{рк}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{Г ср}}}{t_{\text{опт охл}}} = 26$$

60. Расчет параметров потока по радиусу ступени турбины

61. Радиус переходной галтели (закругления) для корневого и концевого сечения лопаток:

$$R_{\Gamma_{\text{кор}}} = 0,035 \cdot \frac{D_{\Gamma_{\text{нар}}} - D_{\Gamma_{\text{вт}}}}{2} = 2,035 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

$$R_{\Gamma_{\text{пер}}} = \frac{R_{\Gamma_{\text{кор}}}}{2} = 1,018 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

62. Расчетные сечения в корневых и периферийных частях

$$r_{\text{кор.расч}} = \left[\frac{D_{\Gamma_{\text{вт}}}}{2} + R_{\Gamma_{\text{кор}}} + 0,002 \right] = 0,035 \text{ м}$$

$$r_{\text{пер.расч}} = \left[\frac{D_{\Gamma_{\text{нар}}}}{2} - R_{\Gamma_{\text{пер}}} - 0,002 \right] = 0,037 \text{ м}$$

63. Радиус турбины

$$r_T = \frac{D_{\Gamma_{\text{нар}}}}{2} = 0,039 \text{ м}$$

$$r_{T\text{ср}} = \frac{D_{\Gamma_{\text{нар}}} - D_{\Gamma_{\text{вт}}}}{4} = 0,036 \text{ м}$$

64. Относительные радиусы расчетных сечений

$$\bar{r}_1 = \frac{r_{\text{кор.расч}}}{r_T} = 0,907 \text{ м}$$

$$\bar{r}_2 = \frac{r_{\text{ср}}}{r_T} = 0,926 \text{ м}$$

$$\bar{r}_3 = \frac{r_{\text{пер.расч}}}{r_T} = 0,946 \text{ м}$$

65. Осевая составляющая абсолютной скорости потока газа на входе в рабочее колесо

$$C_{1a} = C_{1\text{аср}} = 141,7 \text{ м/с}$$

66. Осевая составляющая абсолютной скорости газа на выходе из рабочего колеса

$$C_{2\text{аср}} = C_2 \cdot \sin(\alpha_2) = 199,56 \text{ м/с}$$

67. Окружная составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо ступени

$$C_{1u\text{ cp}} = C_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 492.77 \text{ м/с}$$

68. Окружные составляющие абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса ступени

$$C_{2u\text{ cp}} = C_2 \cdot \cos(\alpha_2) = 36.35 \text{ м/с}$$

$$C_{2u} = C_{2u\text{ cp}} \cdot \frac{\bar{r}_2}{\bar{r}_1} = 36.35 \text{ м/с}$$

69. Абсолютная скорость газа на входе в колесо

$$C_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{1u}^2} = 512.75 \text{ м/с}$$

70. Абсолютная скорость газа на выходе из колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{2u}^2} = 202.98 \text{ м/с}$$

71. Приведенная скорость на входе в колесо

$$\lambda_1 = \frac{C_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}^*}} = 0.86$$

72. Приведенная скорость потока на выходе из колес

$$\lambda_2 = \frac{C_2}{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}^*}} = 0.369$$

73. Окружная скорость колеса на входе

$$U_1 = U_{\Gamma\text{ cp}} \cdot \frac{\bar{r}_1}{\bar{r}_2} = 340.94 \text{ м/с}$$

74. Окружная скорость колеса на выходе

$$U_2 = U_{\Gamma\text{ cp}} \cdot \frac{\bar{r}_1}{\bar{r}_2} = 340.94 \text{ м/с}$$

75. Угол входа потока в решетку рабочих лопаток в относительном движении

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{1a}}{C_{1u} - U_1} = 43^\circ$$

76. Угол выхода потока из решетки рабочих лопаток в относительном движении

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_{2a}}{U_2 + C_{2u}} = 33^\circ$$

77. Угол поворота потока в решетке рабочего колеса

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1^\circ + \beta_2^\circ) = 109^\circ$$

78. Относительная скорость потока на входе в рабочую решетку

$$W_1 = \frac{C_{1a}}{\sin \beta_1} = 207.68 \text{ м/с}$$

79. Относительная скорость потока на выходе из рабочей решетки

$$W_2 = \frac{C_{2a}}{\sin \beta_2} = 364.145 \text{ м/с}$$

80. Угол потока на входе в рабочую решетку в абсолютном движении

$$\alpha_1 = \arctg \frac{C_{1a}}{C_{1u}} = 16^\circ$$

81. Угол потока на выходе из рабочей решетки в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2a}}{C_{2u}} = 79^\circ 35'$$

82. Температура торможения в относительном движении

$$T_W^* = T_\Gamma^* - \frac{K_\Gamma - 1}{2 \cdot K_\Gamma \cdot R_\Gamma} \cdot (C_1^2 - W_1^2) = 978.98 \text{ К}$$

83. Приведенная скорость в относительном движении на входе в колесо

$$\lambda_{W1} = \frac{W_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R_\Gamma \cdot T_W^*}} = 0.365$$

84. Приведенная скорость в относительном движении на выходе из колеса

$$\lambda_{W2} = \frac{W_2}{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R_\Gamma \cdot T_W^*}} = 0.64$$

По результатам расчета были получены параметры для трех сечений турбины, данные результаты представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Результаты расчета параметров потока по радиусу ступени турбины

Параметр	Сечения		
	Корневое сечение	Среднее сечение	Концевое сечение
$C_{1a}, \text{м/с}$	141.7	141.7	141.7
$C_{2a}, \text{м/с}$	199.56	199.56	199.56
$C_{1u}, \text{м/с}$	503.36	492.77	482.62
$C_{2u}, \text{м/с}$	37.12	36.34	35.59
$C_1, \text{м/с}$	522.93	512.75	502.99
$C_2, \text{м/с}$	202.98	202.84	202.71
λ_1	0.877	0.86	0.844
λ_2	0.369	0.369	0.368
$U_1, \text{м/с}$	333.76	340.94	348.11
$U_2, \text{м/с}$	333.76	340.94	348.11
$\beta_1, ^\circ$	39.88	43.02	46.5
$\beta_2, ^\circ$	32.65	33.23	33.8
$\Delta\beta, ^\circ$	108.46	103.74	99.71
$W_1, \text{м/с}$	221	207.7	195.4
$W_2, \text{м/с}$	369.8	364.45	358.69
$\alpha_1, ^\circ$	15.7	16.04	16.36
$\alpha_2, ^\circ$	79.46	79.67	79.89
T_w^*, K	976.91	978.98	981.1
λ_{w1}	0.389	0.365	0.343
λ_{w2}	0.65	0.64	0.629

1.8 Газодинамический расчёт турбины

Газодинамический расчёт турбины

Таблица 7 – Исходные данные для газодинамического расчёта турбины

Наименование параметра	Обозначение, размерность	Значение
1	2	3
Температура торможения за турбиной	T_t, K	807.6
Статическое давление за турбиной	P_t, Pa	$1.013 \cdot 10^5$
Внутренний КПД турбины	η_t	0.85
Эффективная работа на турбине	$L_t, \frac{Дж}{кг}$	$1.248 \cdot 10^5$
Изобарная теплоёмкость	$C_p, \frac{Дж}{кг \cdot K}$	1170
Газовая постоянная для газа	$R_g, \frac{Дж}{кг \cdot K}$	290
Общий расход газа	$G_g, \frac{кг}{с}$	0.28
Показатель адиабаты для продуктов сгорания	$k_{пс}$	1.32

Порядок расчета:

1. Работа, затрачиваемая на привод КВД

Принимаем $\eta_{TC}^* = 0.85$, тогда

$$\pi_{TC}^* = \frac{P_Y}{P_T} = 1.823$$

$$L_{TC} = \frac{k}{k-1} R T_T \left[\pi_{TC}^{*\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_{TC}^*} =$$
$$= 1.248 \cdot 10^5 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

2. Условная адиабатическая скорость

$$C_{ад} = \sqrt{\frac{2L_T}{\eta_T^*}} = 541.85 \text{ м / с}$$

3. Окружная скорость на среднем диаметре:

$$U_{Tcp} = Y \cdot C_{ад}^* = 281.76 \text{ м / с}$$

где Y – характеристика Парсона, принимаем $Y = 0.52$;

4. Температура газа за турбиной

$$T_T^* = T_Y^* - \frac{L_T}{\frac{k_r}{k_r-1} R_r} = 807.56 \text{ К}$$

5. Температура в корневом сечении неохлаждаемых лопаток турбины

$$T_L = 0.94 \left[T_T^* + \frac{U_{Tcp}^2}{2 \frac{k_r}{k_r-1} R_r} \right] = 791.3 \text{ К}$$

6. Допустимые напряжения растяжения в корневом сечении рабочих лопаток турбины

Коэффициент запаса прочности

$$K_\sigma = 1.9$$

Предел длительной прочности

$$\sigma_{дл} = 340 \text{ МПа}$$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_{дл}}{K_\sigma} = 178.97 \text{ МПа}$$

7. Определение относительной высоты рабочих лопаток

8. Плотность никелевого сплава ЭИ 929

$$\rho_M = 8100 \text{ кг/м}^3$$

9. Коэффициент формы лопаток

$$\Phi = 0.45$$

$$\frac{D_{Тср}}{h} = \frac{2 \cdot U_{Тср}^2 \cdot \rho_M \cdot \Phi}{\sigma_p} \cdot 10^{-4} = 3.594$$

10. Приведенная скорость и угол α_2 на выходе из турбины газогенератора

Принимаем $\lambda_{2T} = 0.369$ $\alpha_2 = 82^\circ$.

11. Отношение полных давлений в турбине

$$\frac{p_T^*}{p_H^*} = \frac{1}{\left[1 - \frac{L_T}{\frac{k_T}{k_T - 1} R_T T_T^* \eta_T} \right]^{\frac{k_T}{k_T - 1}}} = 1.823$$

12. Площадь кольцевого сечения канала на выходе из турбины

Коэффициент, зависящий от показателя адиабаты и газовой постоянной

$$m_T = \sqrt{\frac{k_T}{R_T} \left(\frac{2}{k_T + 1} \right)^{\frac{k_T + 1}{k_T - 1}}} = 0.0396$$

13. Газодинамическая функция

$$q_{\lambda_{2T}} = \left(\frac{k + 1}{2} \right)^{\frac{1}{k - 1}} \cdot \lambda_{2T} \left[1 - \left(\frac{k - 1}{k + 1} \right) \cdot \lambda_{2T}^2 \right]^{\frac{1}{k - 1}} = 0.55$$

$$F_{2T} = \frac{G_T \cdot \sqrt{T_T^*}}{S_T \cdot p_T^* \cdot q(\lambda_{2T}) \cdot \sin(\alpha_2)} = 2.179 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

$G_T = g_T \cdot G_B = 0.28 \text{ кг/с}$ - расход газа на выходе из турбины

14.Высота лопатки на выходе из турбины

$$h = \sqrt{\frac{F_{2T}}{\pi \cdot \left(\frac{D_{Tcp}}{h}\right)}} = 0.02 \text{ м}$$

15.Средний диаметр турбины на выходе

$$D_{Tcp} = h \cdot \left(\frac{D_{Tcp}}{h}\right) = 0.072 \text{ м}$$

16.Наружный диаметр турбины

$$D_{Tнар} = \frac{F_{2T}}{\pi \cdot D_{Tcp}} + D_{Tcp} = 0.082 \text{ м}$$

17.Внутренний диаметр турбины

$$D_{Tвт} = D_{Tнар} - 2 \cdot h = 0.062 \text{ м}$$

18.Относительный диаметр втулки на выходе из турбины

$$\bar{d}_m = \frac{D_{Tвт}}{D_{Tнар}} = 0.756$$

19.Приведенная скорость на выходе из кс

$$\lambda_T = 0.3$$

$$q_{\lambda T} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} \cdot \lambda_T \left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1}\right) \cdot \lambda_T^2\right]^{\frac{1}{k-1}} = 0.47$$

20.Площадь кольцевого сечения канала на входе в первую ступень турбины

$$F_\Gamma = \frac{G_\Gamma \cdot \sqrt{T_\Gamma^*}}{S_\Gamma \cdot p_\Gamma^* \cdot q(\lambda_T)} = 1.855 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

21.Выбор формы проточной части

Принимаем форму проточной части $D_{cp} = const$, тогда $D_{Гcp} = D_{Tcp}$.

$$D_{Гнар} = \sqrt{D_{Tcp}^2 + 2 \frac{F_\Gamma}{\pi}} = 0.08 \text{ м}$$

$$D_{Гвт} = \sqrt{D_{Гнар}^2 - 4 \frac{F_\Gamma}{\pi}} = 0.063 \text{ м}$$

22. Частота вращения ротора газогенератора

$$n_{\Gamma} = \frac{60 \cdot U_{\text{Тср}}}{\pi \cdot D_{\text{Тср}}} = 7.474 \cdot 10^4 \text{ об / мин}$$

1.8.1 Детальный расчет турбины одновального газогенератора

23. Ширина охлаждаемых рабочих решеток

$$K_{\text{л}} = 0.14$$

$$S_{\text{ПК}} = K_{\text{л}} \cdot D_{\text{Тср}} = 0.01 \text{ м}$$

24. Ширина лопаток сопловых аппаратов

$$S_{\text{СА}} = 1.9 \cdot S_{\text{ПК}} = 0.019 \text{ м}$$

25. Осевой зазор между венцами

$$\Delta_1 = 0.0035 \text{ м}$$

26. Длина проточной части турбины

$$l_{\text{Т}} = \Delta_1 + S_{\text{ПК}} + S_{\text{СА}} = 0.0325 \text{ м}$$

27. Адиабатный тепловой перепад

$$L_{01\text{СТ}} = 0.5 \cdot \left(\frac{U_{\text{Тср}}}{Y_{1\text{СТ}}^*} \right)^2 = 1.468 \cdot 10^5 \frac{\text{Дж}}{\text{кг}};$$

28. Условная скорость при адиабатном расширении газа, соответствующая адиабатному тепловому перепаду ступени

$$C_{\text{ад1СТ}} = 1.415 \cdot \sqrt{L_{01\text{СТ}}} = 542.152 \text{ м/с}$$

29. Приведенная скорость

$$\lambda_{\text{ад1СТ}} = \frac{C_{\text{ад1СТ}}}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} + 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\text{Т}}^*}} = 0.913$$

30. Статическое давление за первой ступенью

$$p_2 = \pi(\lambda_{\text{ад1СТ}}) \cdot p_{\text{Т}}^* = 109400 \text{ Па}$$

31. Степень реактивности

Принимаем $\rho_{\text{СТ}} = 0.35$

32. Адиабатная работа расширения в соплах

$$L_{01} = (1 - \rho_{CT}) \cdot L_{01CT} = 954200 \text{ Дж}$$

33. Адиабатная работа расширения в рабочем колесе

$$L_{02} = (\rho_{CT}) \cdot L_{01} = 33400 \text{ Дж}$$

34. Скоростной коэффициент соплового аппарата выбирается с учетом рекомендаций

$$\varphi_{охл} = 0,97$$

35. Теоретическая скорость на выходе из соплового аппарата

$$C_{1t} = \sqrt{2 \cdot L_{01}} = 436.854 \text{ м/с}$$

36. Действительная скорость на выходе из соплового аппарата

$$C_1 = \varphi_{охл} \cdot C_{1t} = 423.75 \text{ м/с}$$

37. Температура газа за сопловым аппаратом

$$T_1 = T_{\Gamma}^* - \frac{\varphi_{охл}^2 \cdot L_{01}}{\frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} - 1} \cdot R_{\Gamma}} = 995.55 \text{ К}$$

38. Приведенная теоретическая скорость на выходе из сопла

$$\lambda_{1t} = \frac{C_{1t}}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_{\Gamma}}{K_{\Gamma} + 1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}^*}} = 0.736$$

39. Статическое давление за сопловым аппаратом

$$\pi_{\lambda 1t} = \left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \cdot \lambda_{1t}^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} = 0.718$$

$$p_1 = \pi_{\lambda 1t} \cdot p_{\Gamma}^* = 132600 \text{ Па}$$

40. Плотность газа за сопловым аппаратом

$$\rho_1 = \frac{p_1}{R_{\Gamma} \cdot T_1} = 0.463 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

41. Угол выхода из сопла

$$\alpha_1 = \arcsin \left[\frac{G_{\Gamma}}{\pi \cdot D_{\Gamma cp} \cdot h_1 \cdot C_1 \cdot \rho_1} \right] = 22^{\circ}28'$$

42.Скорость потока газа на входе в рабочее колесо первой ступени в относительном движении

$$W_1 = \sqrt{C_1^2 + U_1^2 - 2 \cdot C_1 \cdot U_1 \cdot \cos(\alpha_1)} = 195.82 \text{ м/с}$$

43.Угол входа потока на рабочую решетку в относительном движении

$$\beta_1 = \arcsin \left[\frac{C_1 \cdot \sin(\alpha_1)}{W_1} \right] = 55^\circ 43'$$

44.Скоростной коэффициент рабочей решетки зависит от суммы углов на входе и выходе из решетки и выбирается в соответствии с рекомендациями [6].

$$\psi_{\text{охл}} = 0,97.$$

45.Скорость газа на выходе из рабочей решетки в относительном движении

$$W_2 = \psi_{\text{охл}} \cdot \sqrt{W_1^2 + U_2^2 - U_1^2 + 2 \cdot L_{02}} = 314.466 \text{ м/с}$$

46.Температура торможения потока в относительном движении на входе в решетку рабочего колеса турбины

$$T_{W1}^* = T_\Gamma^* - \frac{C_1^2 - W_1^2}{\frac{2 \cdot K_\Gamma}{K_\Gamma - 1} \cdot R_\Gamma} = 1012 \text{ К}$$

47.Приведенная относительная скорость на выходе из ступени

$$\lambda_{W2} = \frac{W_2}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_\Gamma}{K_\Gamma + 1} \cdot R_\Gamma \cdot T_{W1}^*}} = 0.546$$

$$\pi_{\lambda_{W2}} = \left[1 - \left(\frac{k-1}{k+1} \right) \cdot \lambda_{W2}^2 \right]^{\frac{1}{k-1}} = 0.837$$

48.Полное давление в относительном движении на выходе из турбины

$$p_{W2}^* = \frac{p_2}{\pi(\lambda_{W2})} = 130700 \text{ Па}$$

49.Угол выхода потока из рабочей решетки в относительном движении

$$\beta_2 = \arcsin \left[\frac{G_\Gamma \cdot \sqrt{T_{W1}^*}}{\pi \cdot D_{\Gamma\text{ср}} \cdot h_2 \cdot \pi(\lambda_{W2}) \cdot S_\Gamma} \right] = 36^\circ 23'$$

50. Абсолютная скорость потока за рабочим колесом первой ступени

$$C_2 = \sqrt{W_2^2 + U_2^2 - 2 \cdot W_2 \cdot U_2 \cdot \cos(\beta_2)} = 188.86 \text{ м/с}$$

51. Угол абсолютной скорости потока за рабочим колесом

$$\alpha_2 = \arcsin \left[\frac{W_2 \cdot \sin(\beta_2)}{C_2} \right] = 81^\circ 4'$$

52. Приведенная скорость на выходе из первой ступени

$$\lambda_{C2} = \lambda_{W2} = 0.546$$

53. Угол поворота потока в рабочей решётке (в радианах):

$$\Theta = [180 - (\beta_1 + \beta_2)] \cdot \frac{\pi}{180} = 3.113^\circ$$

54. Относительный оптимальный шаг решётки при нулевой толщине выходной кромки:

$$t_{\text{опт } 0} = \left(\frac{1.727}{K} - 0.869 \right) \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{\Theta}} - \frac{1.71}{K} + 1.604 = 0.631 \text{ м}$$

$$\Delta t_{\text{опт}} = -0.625 \cdot \lambda_t^2 + 0.48 \cdot \lambda_t + 0.016 = 0.088 \text{ м}$$

$$\bar{t}_{\text{опт}} = (1 + \Delta t_{\text{опт}}) \cdot K_{\text{кр}} \cdot t_{\text{опт } 0} = 0.711 \text{ м}$$

$$\gamma_{\text{уст}} = 68.7 + 9.33 \cdot 10^{-4}(\beta_1 - \beta_2) - 6.052 \cdot 10^{-3} \cdot (\beta_1 - \beta_2)^2 = 66^\circ$$

55. Хорда решётки

$$b = \frac{S_{\text{ПК охл}}}{\sin \gamma_{\text{уст}}} = 0.021 \text{ м}$$

$$t_{\text{опт охл}} = \bar{t}_{\text{опт охл}} \cdot b = 0.015 \text{ м}$$

56. Число лопаток в решётке рабочего колеса:

$$z_{\text{рк}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{т ср}}}{t_{\text{опт охл}}} = 26$$

57. Угол поворота потока в рабочей решётке (в радианах):

$$\Theta = [180 - (\alpha_0 + \alpha_1)] \cdot \frac{\pi}{180} = 1.280$$

58. Число лопаток в решётке рабочего колеса:

$$z_{\text{рк}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{Г ср}}}{t_{\text{опт охл}}} = 26$$

59. Расчет параметров потока по радиусу ступени турбины

60. Радиус переходной галтели (закругления) для корневого и концевого сечения лопаток:

$$R_{\Gamma_{\text{кор}}} = 0,035 \cdot \frac{D_{\Gamma_{\text{нар}}} - D_{\Gamma_{\text{вт}}}}{2} = 2.889 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

$$R_{\Gamma_{\text{пер}}} = \frac{R_{\Gamma_{\text{кор}}}}{2} = 1.444 \cdot 10^{-4} \text{ м}$$

61. Расчетные сечения в корневых и периферийных частях

$$r_{\text{кор.расч}} = \left[\frac{D_{\Gamma_{\text{вт}}}}{2} + R_{\Gamma_{\text{кор}}} + 0,002 \right] = 0.034 \text{ м}$$

$$r_{\text{пер.расч}} = \left[\frac{D_{\Gamma_{\text{нар}}}}{2} - R_{\Gamma_{\text{пер}}} - 0,002 \right] = 0.038 \text{ м}$$

62. Радиус турбины

$$r_T = \frac{D_{\Gamma_{\text{нар}}}}{2} = 0.04 \text{ м}$$

$$r_{T\text{ср}} = \frac{D_{\Gamma_{\text{нар}}} - D_{\Gamma_{\text{вт}}}}{4} = 0.036 \text{ м}$$

63. Относительные радиусы расчетных сечений

$$\bar{r}_1 = \frac{r_{\text{кор.расч}}}{r_T} = 0.85 \text{ м}$$

$$\bar{r}_2 = \frac{r_{\text{ср}}}{r_T} = 0.898 \text{ м}$$

$$\bar{r}_3 = \frac{r_{\text{пер.расч}}}{r_T} = 0.946 \text{ м}$$

64. Осевая составляющая абсолютной скорости потока газа на входе в рабочее колесо

$$C_{1a} = C_{1\text{аср}} = 162.03 \text{ м/с}$$

65. Осевая составляющая абсолютной скорости газа на выходе из рабочего колеса

$$C_{2\text{аср}} = C_2 \cdot \sin(\alpha_2) = 186.67 \text{ м/с}$$

66. Окружная составляющая абсолютной скорости на входе в рабочее колесо ступени

$$C_{1u\text{ cp}} = C_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 391.548 \text{ м/с}$$

67.Окружные составляющие абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса ступени

$$C_{2u\text{ cp}} = C_2 \cdot \cos(\alpha_2) = 28.7 \text{ м/с}$$

$$C_{2u} = C_{2u\text{ cp}} \cdot \frac{\bar{r}_2}{\bar{r}_1} = 28.7 \text{ м/с}$$

68.Абсолютная скорость газа на входе в колесо

$$C_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{1u}^2} = 444.203 \text{ м/с}$$

69.Абсолютная скорость газа на выходе из колеса

$$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{2u}^2} = 188.86 \text{ м/с}$$

70.Приведенная скорость на входе в колесо

$$\lambda_1 = \frac{C_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}^*}} = 0.714$$

71.Приведенная скорость потока на выходе из колес

$$\lambda_2 = \frac{C_2}{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R_{\Gamma} \cdot T_{\Gamma}^*}} = 0.367$$

72.Окружная скорость колеса на входе

$$U_1 = U_{\Gamma\text{ cp}} \cdot \frac{\bar{r}_1}{\bar{r}_2} = 281.76 \text{ м/с}$$

73.Окружная скорость колеса на выходе

$$U_2 = U_{\Gamma\text{ cp}} \cdot \frac{\bar{r}_1}{\bar{r}_2} = 281.76 \text{ м/с}$$

74.Угол входа потока в решетку рабочих лопаток в относительном движении

$$\beta_1 = \arctg \frac{C_{1a}}{C_{1u} - U_1} = 56^\circ$$

75.Угол выхода потока из решетки рабочих лопаток в относительном движении

$$\beta_2 = \arctg \frac{C_{2a}}{U_2 + C_{2u}} = 33^\circ$$

76. Угол поворота потока в решетке рабочего колеса

$$\Delta\beta = 180^\circ - (\beta_1^\circ + \beta_2^\circ) = 91^\circ$$

77. Относительная скорость потока на входе в рабочую решетку

$$W_1 = \frac{C_{1a}}{\sin \beta_1} = 195.72 \text{ м/с}$$

78. Относительная скорость потока на выходе из рабочей решетки

$$W_2 = \frac{C_{2a}}{\sin \beta_2} = 340.62 \text{ м/с}$$

79. Угол потока на входе в рабочую решетку в абсолютном движении

$$\alpha_1 = \arctg \frac{C_{1a}}{C_{1u}} = 23^\circ$$

80. Угол потока на выходе из рабочей решетки в абсолютном движении

$$\alpha_2 = \arctg \frac{C_{2a}}{C_{2u}} = 81^\circ 12'$$

81. Температура торможения в относительном движении

$$T_W^* = T_\Gamma^* - \frac{K_\Gamma - 1}{2 \cdot K_\Gamma \cdot R_\Gamma} \cdot (C_1^2 - W_1^2) = 1012 \text{ К}$$

82. Приведенная скорость в относительном движении на входе в колесо

$$\lambda_{W1} = \frac{W_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R_\Gamma \cdot T_W^*}} = 0.34$$

83. Приведенная скорость в относительном движении на выходе из колеса

$$\lambda_{W2} = \frac{W_2}{\sqrt{2 \cdot \frac{k}{k+1} \cdot R_\Gamma \cdot T_W^*}} = 0.591$$

По результатам расчета были получены параметры для трех сечений турбины, данные результаты представлены в таблице 6.

Таблица 8 – Результаты расчета параметров потока по радиусу ступени турбины

Параметр	Сечения		
	Корневое сечение	Среднее сечение	Концевое сечение
$C_{1a}, \text{м/с}$	162.03	162.03	162.03
$C_{2a}, \text{м/с}$	186.67	186.67	186.67
$C_{1u}, \text{м/с}$	413.59	391.55	371.73
$C_{2u}, \text{м/с}$	30.31	28.7	27.24
$C_1, \text{м/с}$	444.21	423.75	405.51
$C_2, \text{м/с}$	189.11	188.86	188.64
λ_1	0.748	0.714	0.683
λ_2	0.367	0.367	0.366
$U_1, \text{м/с}$	266.74	281.76	296.78
$U_2, \text{м/с}$	266.74	281.76	296.78
$\beta_1, ^\circ$	47.81	55.88	65.18
$\beta_2, ^\circ$	32.66	33.23	33.81
$\Delta\beta, ^\circ$	99.53	90.89	81.02
$W_1, \text{м/с}$	218.68	195.72	178.52
$W_2, \text{м/с}$	345.92	340.62	335.52
$\alpha_1, ^\circ$	21.39	22.48	23.55
$\alpha_2, ^\circ$	80.78	81.26	81.7
T_w^*, K	1009	1012	1016
λ_{w1}	0.38	0.34	0.309
λ_{w2}	0.601	0.591	0.581

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Поставленная задача данной квалификационной работы - проектирование турбореактивного двигателя со свободной турбиной, успешно выполнена. Основной целью проектирования данного двигателя является получение необходимых газодинамических и геометрических параметров, для чего были проведены необходимые расчёты.

Все полученные газодинамические параметры и их изменение по тракту двигателя наглядно показаны в виде графиков на плакате “Газодинамическая схема двигателя с графиком распределения параметров по длине двигателя”.

В результате выполнения работы был спроектирован турбовальный газотурбинный двигатель, который может быть использован для производства опытного образца.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. ГОСТ 21664-76 Винты воздушные авиационных двигателей// [Электронный ресурс] URL: <http://vsegost.com/Catalog/25/25418.shtml>
2. Холщевников К.В. "Теория и расчет авиационных лопаточных машин" 1986г., М.: Машиностроение, 606 с.
3. Сталь качественная и высококачественная // [Электронный ресурс] URL: <http://www.vashdom.ru/gost/1050-88/>
4. ГОСТ 5585-75 Сталь 12X18H10T // [Электронный ресурс] URL: <http://vsegost.com/Catalog/82/8228.shtml>
5. А.М. Ладошин, В.М. Яковлев Методическое пособие «Расчёт и проектирование центробежного компрессора ГТД», Калуга, 2001 г.
6. Емин О. Н., Карасев В. Н., Ржавин Ю. А. Выбор параметров и газодинамический расчет осевых компрессоров и турбин авиационных ГТД: Учебное пособие. М.: Дипак, 2003. 156 с.
7. Д.П.Иноземцев «Беспилотные летательные аппараты. Теория и практика», [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.credo-dialogue.com/getattachment/6cf5bf18-cf53-4532-b5bd-1ed04dabc234/Bespilotnue-letatelnye-apparatu.aspx>
8. Байков Б.П. Справочное пособие «Турбокомпрессоры для наддува дизелей», 1975 г., Л.: Машиностроение, 200 с.
9. С.М.Ганин, А.В.Карпенко, В.В.Колногоров, Г.Ф.Петров «Беспилотные летательные аппараты», Санкт-Петербург, 1999 г., 160 с.
10. Саркисова А.А. Основы теории и расчет камеры сгорания газотурбинного двигателя: Учеб. пособие. – СПб: Издательство СПГТУ «Расчетная оптимизация проточной части камеры сгорания», 1992. – 89 с.
11. А.М. Ладошин, В.М. Яковлев «Расчет и проектирование центробежного компрессора ГТД: Методическое пособие». - Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана Калужский филиал.

12. А.М. Лadoшин, В.М. Яковлев, Е. А. Романова «Профилирование рабочего колеса центробежного компрессора: Методическое пособие». - Московский Государственный Технический Университет им. Н.Э. Баумана Калужский филиал.
13. Джадж А. «Газотурбинные двигатели малой мощности». - М.: Издательство иностранной литературы, 1963. — 420 с.
14. Жирицкий Г.С. «Методика расчета одноступенчатой газовой турбины». - Учебное пособие. — Казань, КАИ, 1960. — 29 с.
15. Белоусов А.Н., Мусаткин Н.Ф. «Проектный термогазодинамический расчет основных параметров авиационных лопаточных машин». - Самарский аэрокосмический университет. 2006. - 316 с.

Приложение А

Тактико-технические характеристики

Bell V-22 Osprey

- Технические характеристики

а) экипаж — 3 (MV-22) или 4 (CV-22) человека;

б) пассажировместимость — 24 десантника.

в) габариты:

1) длина фюзеляжа — 17,48 м;

2) размах крыла по концам лопастей винтов — 25,78 м;

3) длина при сложенных лопастях — 19,23 м;

4) ширина при сложенных лопастях — 5,64 м;

5) высота по килям — 5,38 м;

6) при двигателях, установленных вертикально вверх — 6,74 м;

7) при сложенных лопастях — 5,51 м;

8) площадь крыла — 28 м².

г) Масса:

1) масса пустого конвертоплана — 15 000 кг;

2) снаряжённого — 21 500 кг;

3) максимальная взлётная масса — 27 443 кг;

4) при вертикальном взлёте — 23 859 кг;

5) при взлёте с коротким разбегом — 25 855 кг;

6) масса полезной нагрузки — 5 445 кг (при вертикальном взлёте);

7) масса груза на внешней подвеске:

8) при использовании одного крюка — 4 536 кг;

9) при использовании двух крюков — 6 147 кг.

д) объём топливных баков:

1) MV-22 — 6 513 л;

2) CV-22 — 7 710 л;

3) до трёх подвесных топливных баков по 1 628 л.

е) грузовая кабина:

1) длина — 6,34 м;

2) ширина — 1,74 м;

3) высота — 1,67 м.

ж) двигатели — $2 \times \text{Rolls-Royce T406 (AE 1107C-Liberty)}$:

1) мощность — $2 \times 4\,586$ кВт (6 150 л. с.);

2) количество лопастей ротора — 3 шт.;

3) диаметр ротора — 11,6 м;

4) площадь ометаемой поверхности — 212 м^2 .

- Лётные характеристики (MV-22)

а) максимальная скорость:

1) в самолётном режиме — 565 км/ч;

2) в вертолётном режиме — 185 км/ч.

б) крейсерская скорость — 510 км/ч.

в) дальность действия:

1) боевой радиус — 690 км;

2) радиус действия при десантной загрузке — 722 км;

3) практическая дальность — 2 627 км (без дозаправки);

4) при вертикальном взлёте — 2 225 км;

5) при взлёте с коротким разбегом — 3 340 км;

6) перегоночная дальность — 3 892 км (с дозаправкой).

7) практический потолок — 7 620 м;

г) скороподъёмность:

1) номинальная — 5,5 м/с;

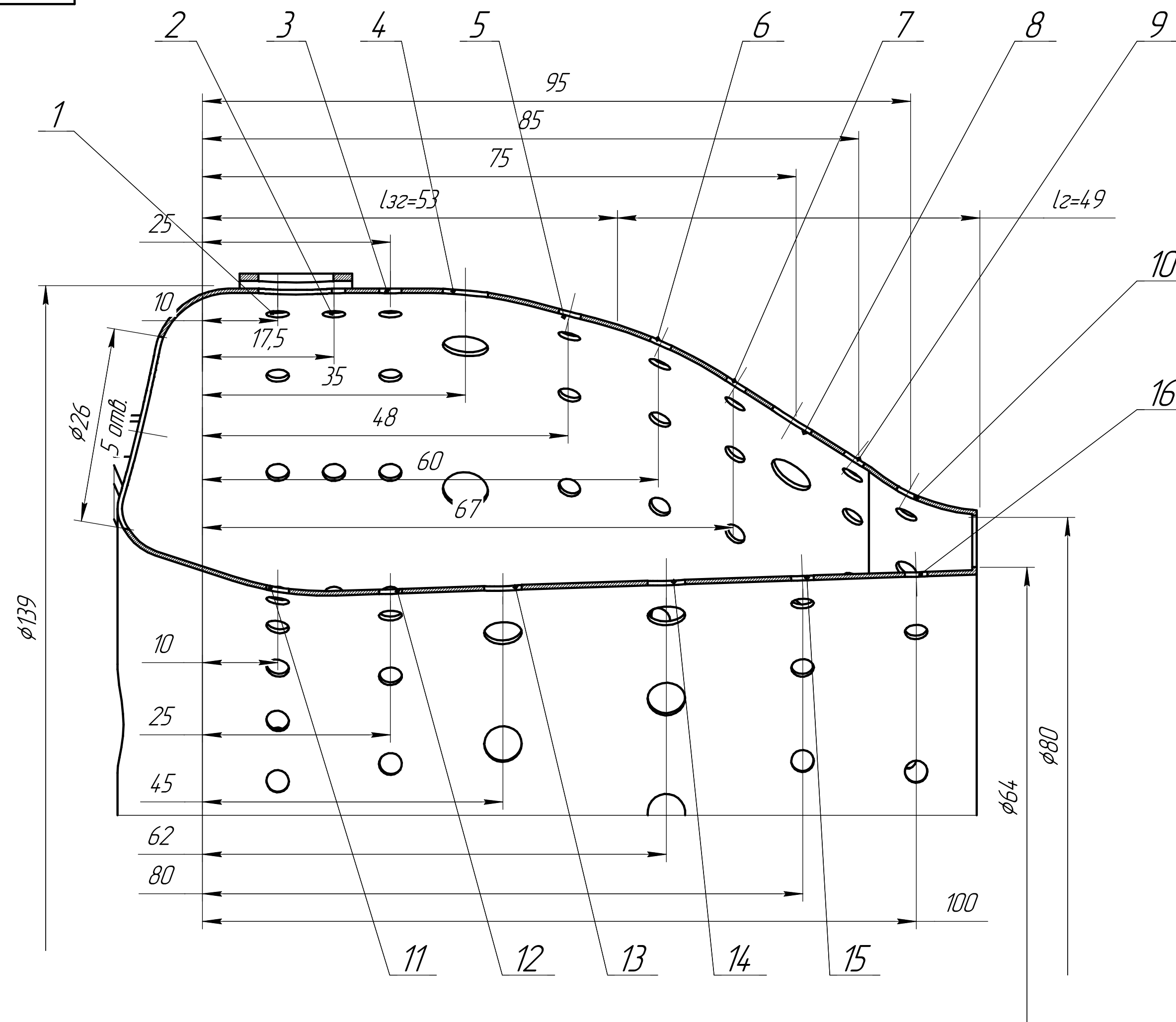
2) максимальная — 16,25 м/с.

д) нагрузка на роторы — $102,23 \text{ кг/м}^2$.

е) энерговооружённость — 427 Вт/кг.

Приложение Б

Сборочный чертеж жаровой трубы и развёртки её основных элементов



N – номер ряда отверстий;
 n – количество отверстий в ряду;
 ϕ – диаметр отверстий;
 L – расстояние от базовой поверхности.

N	n	$\phi, \text{ mm}$	$L, \text{ mm}$
1	22	3,5	10
2	22	3,5	17,5
3	22	3,5	25
4	12	6	35
5	12	3,5	48
6	12	3,5	60
7	12	3,5	67
8	12	6	75
9	12	3,5	85
10	12	3,5	95
11	16	3,5	10
12	14	3,5	25
13	12	6	45
14	12	6	62
15	12	3,5	80
16	12	3,5	10

1 Сварка электродуговая в среде защитных газов по ГОСТ 14771-76

2 Сварочный материал для 12Х18Н10Т СВ-04Х19Н9 ГОСТ 2246-70

3 Швы сварных соединений (2- 2

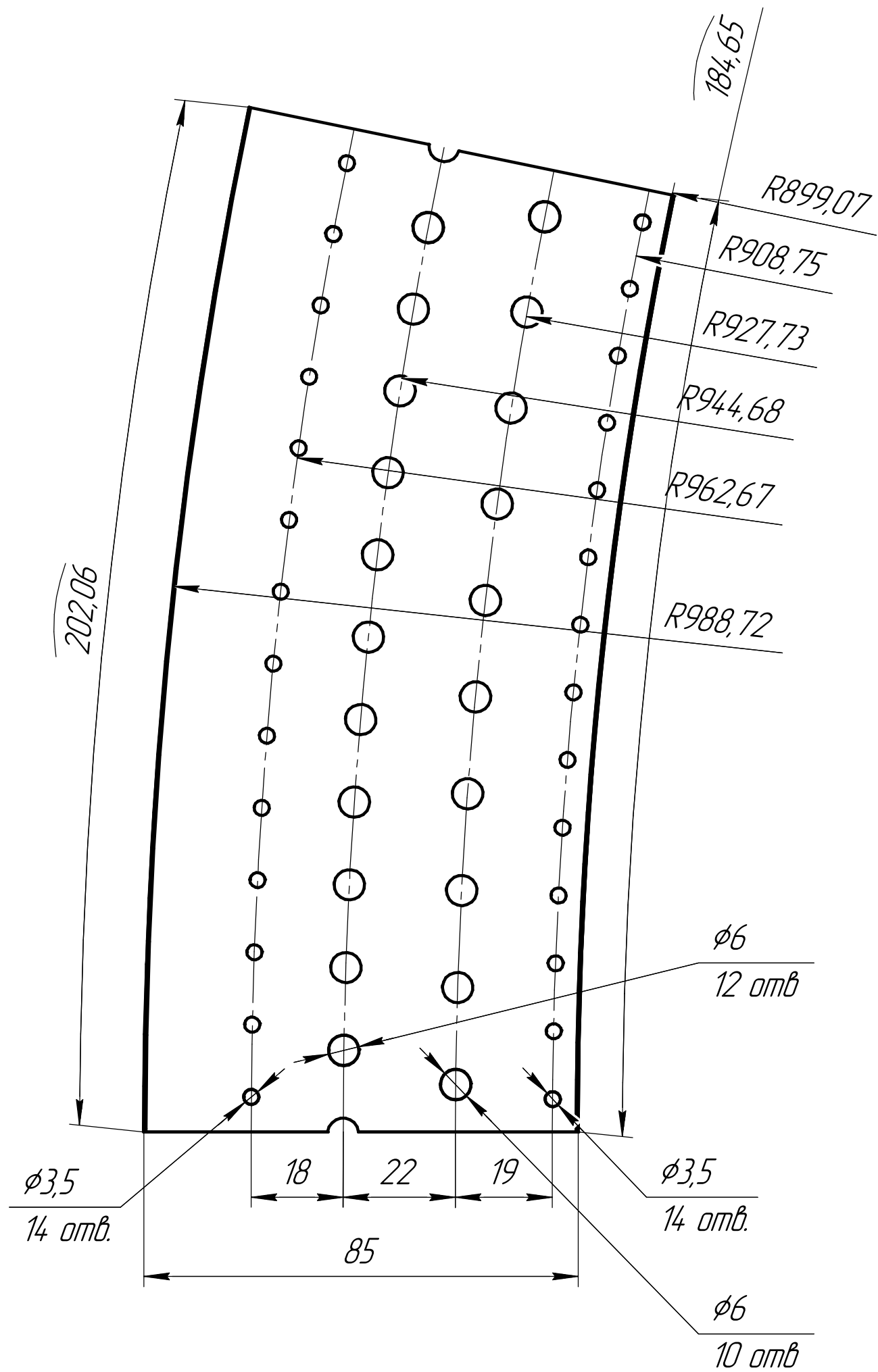
4 5 отв. $\phi 26$ выполнить после сборки

						К132018.01 СБ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Жаровая труба	Лист	Масса	Максимальная
Разработ.		Тетерин					0,34	1:1
Пров.								
Т.контр.						Лист	Листов	1
Н.контр.					Сталь 12Х18Н10Т			
Умб.								

Копировал

Формат А2

K132018.02

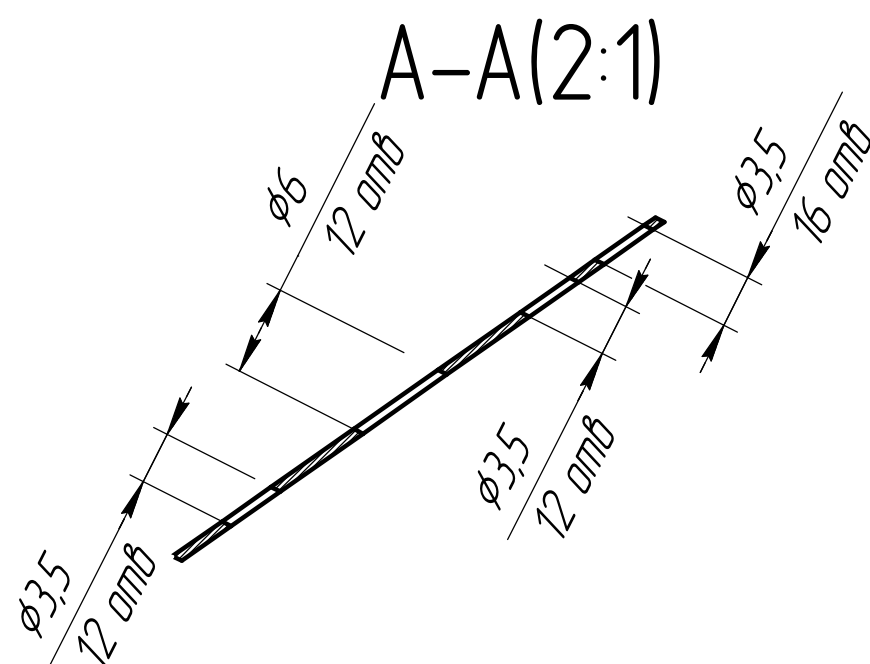
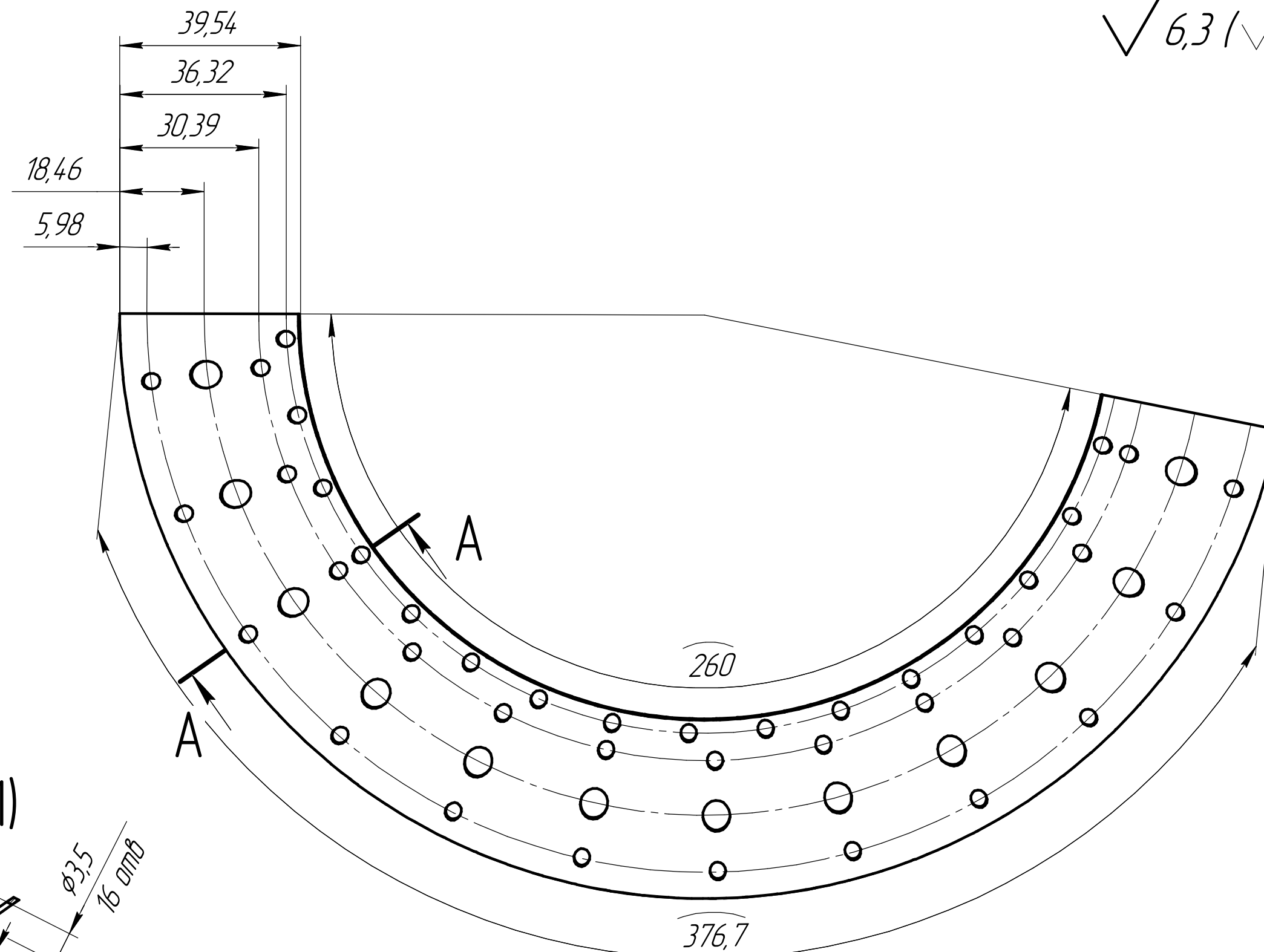


Справ. №	Перв. примен.

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

					K132018.02				
					Развертка	Лист	Масса	Масштаб	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
Разраб.	Тетерин						1,33	1:1	
Пров.									
Т.контр.						Лист	Листов	1	
					12X18H10T				
И.контр.									
Утв.									

Формат А3

$$\sqrt{6,3(\sqrt{1})}$$


					K132018.03				
					Развертка	Лит.	Масса	Масштаб	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					
Разраб.	Тетерин						0,05	1:1	
Пров.									
Т.контр.						Лист	Листов	1	
Н.контр.					12X18H10T				
Чтл									

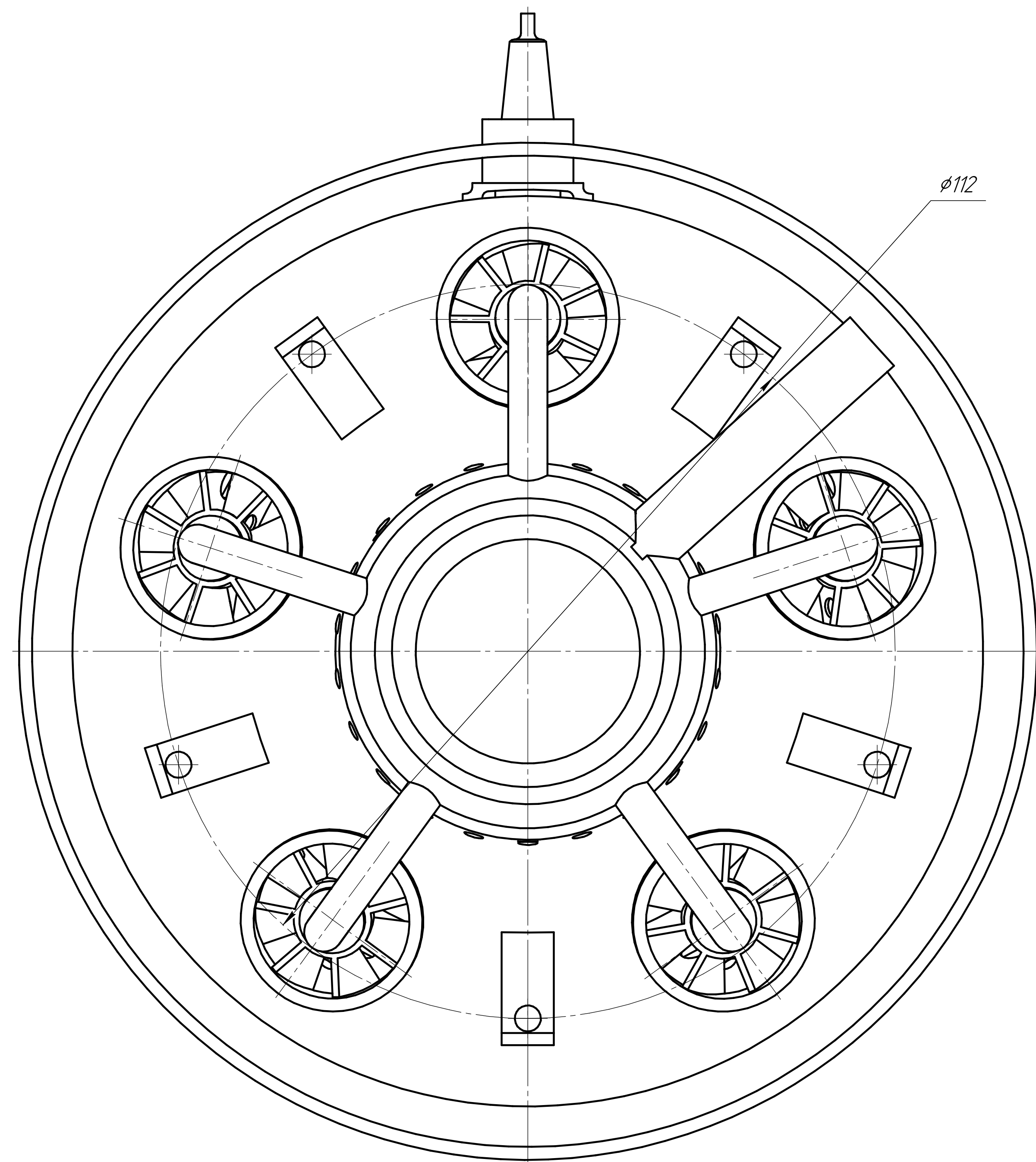
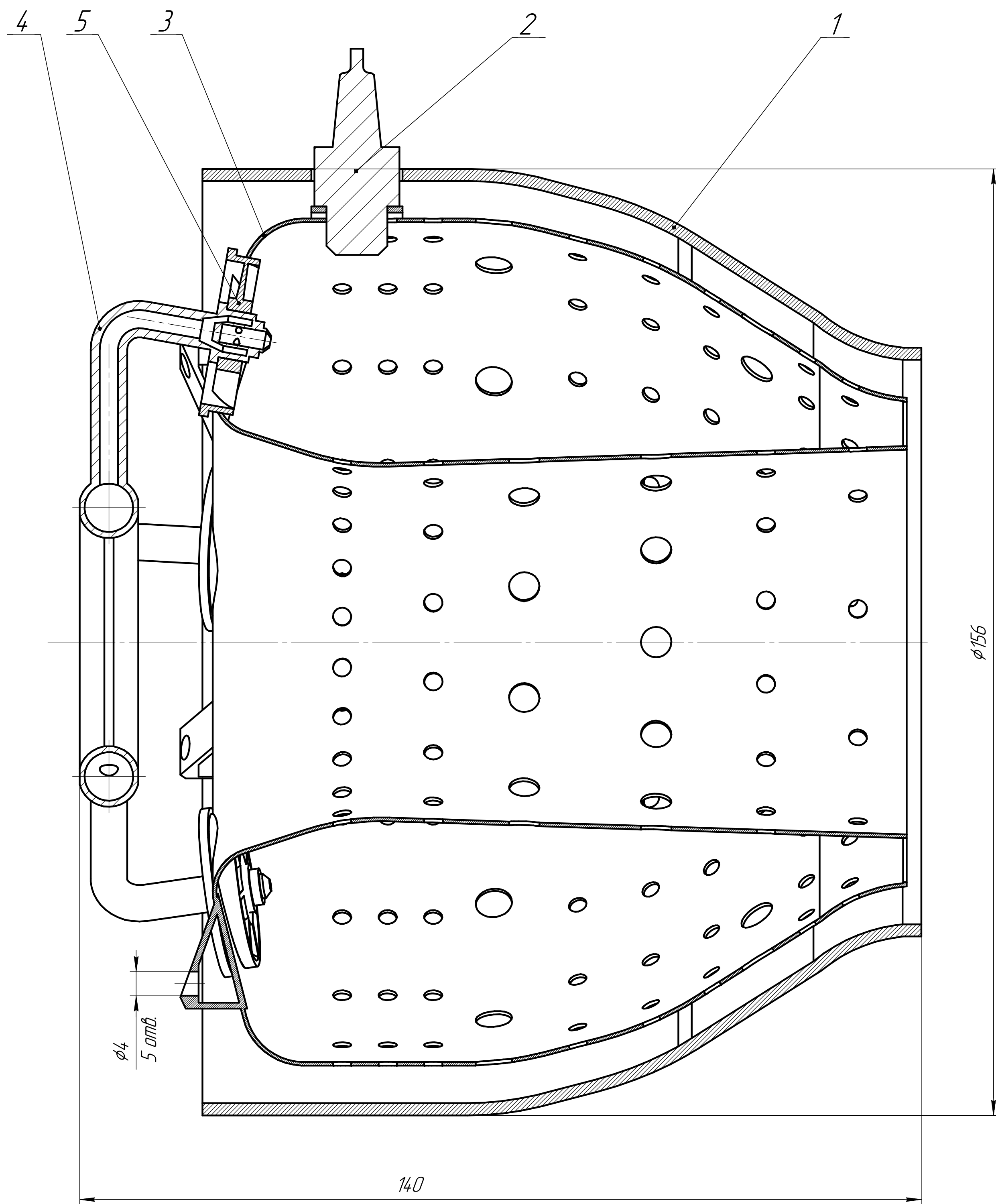
Формат А3

Приложение В

Сборочные чертежи узлов двигателя



Формат А1



Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
				Сборочный чертеж		
				Детали		
		1		Корпус	1	
		2		Свеча	1	
		3		Жаровая труба	1	
		4		Завихритель	5	
		5		Коллектор	1	
				К132018.02 СБ		
Изм.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Камера сгорания Сборочный чертеж	
Разраб.	Тетерин					
Проб.					Лит.	Масса
Т.контр.					1,33	1,1
Н.контр.					Лист	Листов
Утв.					1	1
Копирован					Формат А1	

Справ. №		Перв. примен.		К132018.09 СБ	
Подп. и дата		Инв. № дубл.		Взам. инв. №	
Инв. № подл.		Подп. и дата		Турбина компрессора	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.
Разраб.	Тетерин				Масса
Пров.					Масштаб
Т.контр.					0,57
					1:1
Н.контр.					Лист
Утв.					Листов
					1

1 Число лопаток колеса турбины: Z=26
2 Число лопаток соплового аппарата турбины: Z=22

Копировал

Формат A4

К132018.08 СБ		Перв. примен.		Справ. №	
1 Число лопаток колеса турбины: $Z=26$ 2 Число лопаток соплового аппарата турбины: $Z=22$		Подп. и дата		Инв. № дил.	
Подп. и дата		Взам. инв. №		Инв. инв. №	
Инв. № подл.		Подп. и дата		К132018.08 СБ	
Изм. Лист		№ докум.		Подп. Дата	
Разраб. Тетерин		Турбина		Лист	
Пров.		свободная		Масса	
Т.контр.		0,55		Масштаб	
Н.контр.		1:1		Лист	
Утв.		1		Листов	
Копировал		Формат		А4	

Приложение Г

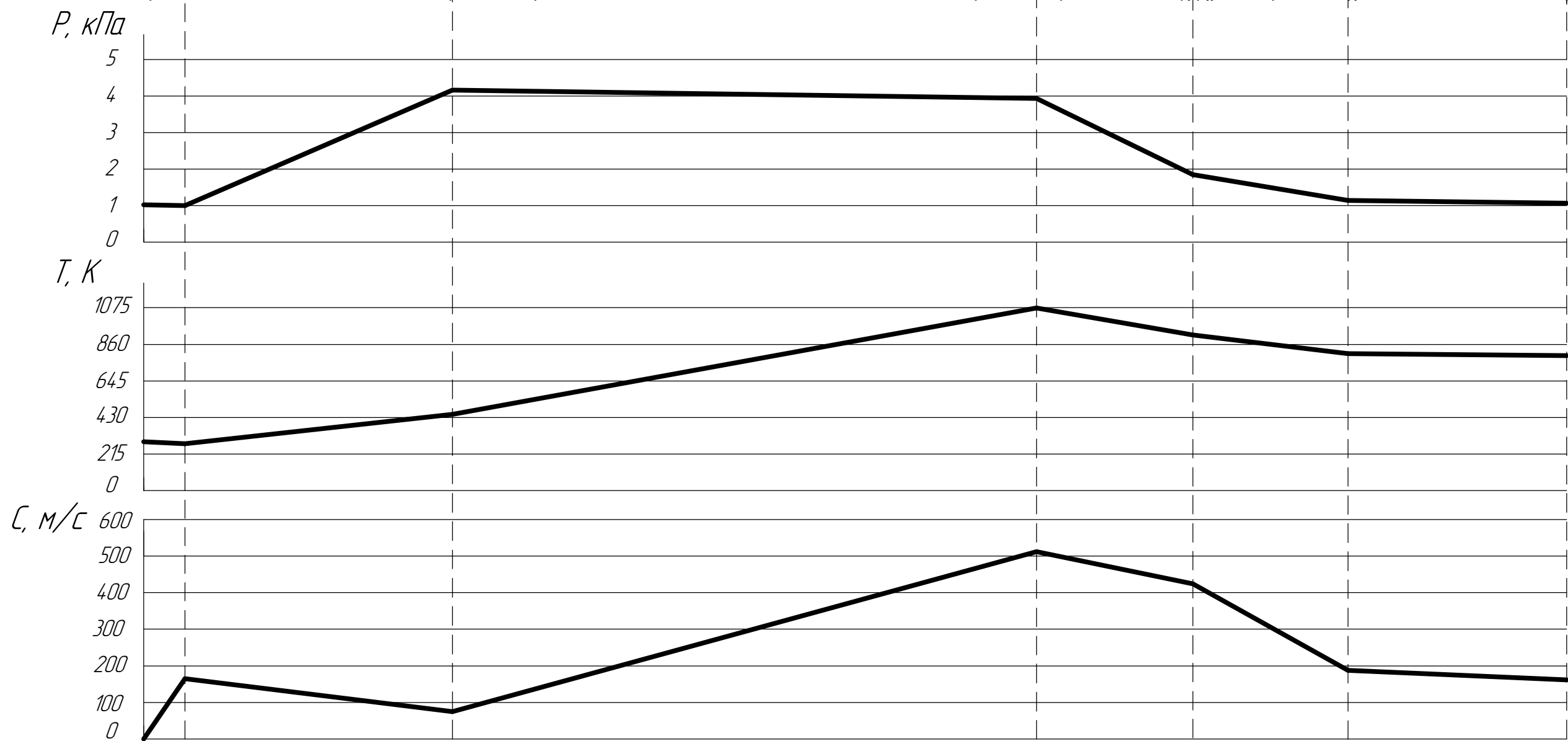
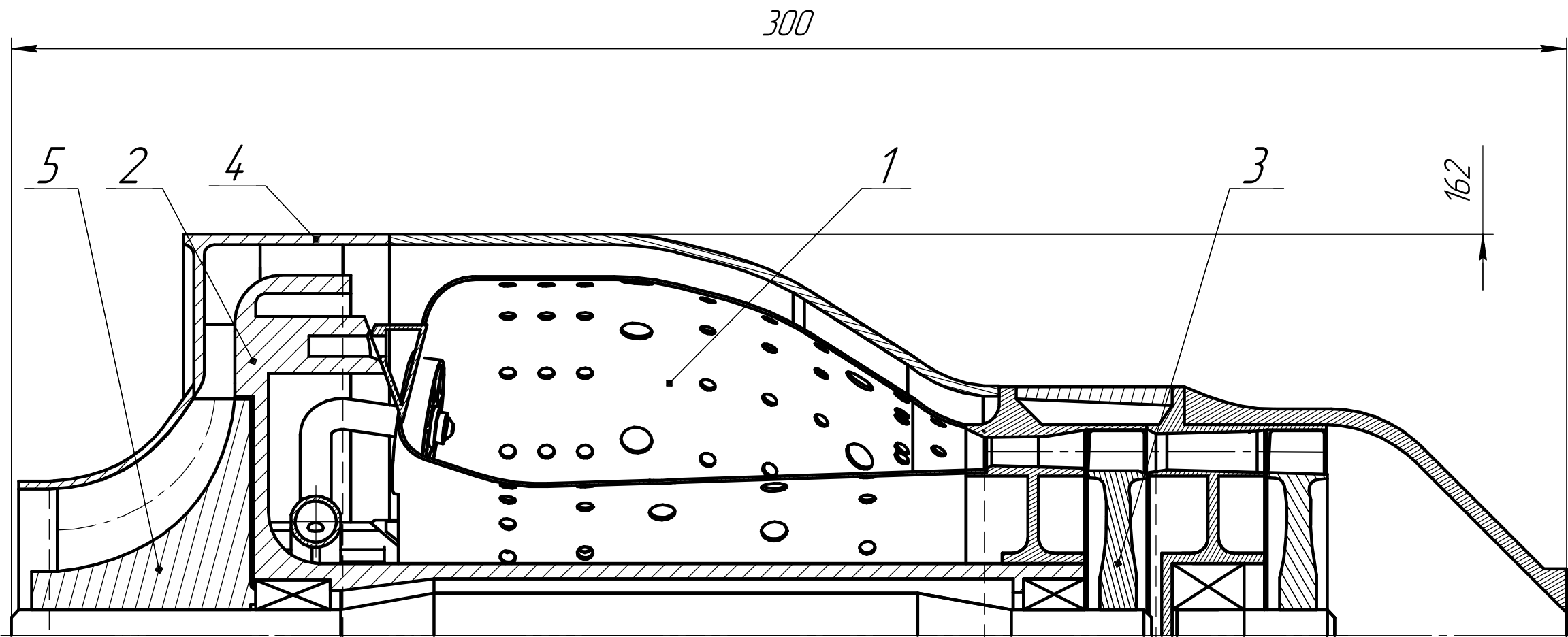
Газодинамическая схема двигателя с графиком распределения параметров по длине

Перв. примен.		К122.ДП1611.006																																
Справ. №		Таблица основных тактико-технических характеристик																																
		<table><tr><td>Параметр</td><td>Значение</td></tr><tr><td>N_{вала}, кВт</td><td>35</td></tr><tr><td>П*к</td><td>4</td></tr><tr><td>T₂*, К</td><td>1073</td></tr><tr><td>П_т*</td><td>2,13</td></tr><tr><td>П_{ст}*</td><td>1,82</td></tr><tr><td>G_в, кг/с</td><td>0,275</td></tr><tr><td>q_т</td><td>0,019</td></tr><tr><td>С_{уд}, кг/кВт*ч</td><td>0,041</td></tr><tr><td>N_{уд}, кДж/кг</td><td>1.628</td></tr><tr><td>Габаритный продольный размер, мм</td><td>300</td></tr><tr><td>Габаритный поперечный размер, мм</td><td>162</td></tr><tr><td>Частота вращения ТК, об/мин</td><td>9.055*10⁴</td></tr><tr><td>Частота вращения ТС, об/мин</td><td>7.474*10⁴</td></tr></table>					Параметр	Значение	N _{вала} , кВт	35	П*к	4	T ₂ *, К	1073	П _т *	2,13	П _{ст} *	1,82	G _в , кг/с	0,275	q _т	0,019	С _{уд} , кг/кВт*ч	0,041	N _{уд} , кДж/кг	1.628	Габаритный продольный размер, мм	300	Габаритный поперечный размер, мм	162	Частота вращения ТК, об/мин	9.055*10 ⁴	Частота вращения ТС, об/мин	7.474*10 ⁴
Параметр	Значение																																	
N _{вала} , кВт	35																																	
П*к	4																																	
T ₂ *, К	1073																																	
П _т *	2,13																																	
П _{ст} *	1,82																																	
G _в , кг/с	0,275																																	
q _т	0,019																																	
С _{уд} , кг/кВт*ч	0,041																																	
N _{уд} , кДж/кг	1.628																																	
Габаритный продольный размер, мм	300																																	
Габаритный поперечный размер, мм	162																																	
Частота вращения ТК, об/мин	9.055*10 ⁴																																	
Частота вращения ТС, об/мин	7.474*10 ⁴																																	
Подп. и дата		К122.ДП1611.006																																
Взам. инв. №		Таблица ТТХ																																
Инв. № дубл.																																		
Подп. и дата		Изм. Лист			№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Масса	Масштаб																								
Инв. № подл.		Разраб.			Тетерин					1:1																								
		Пров.						Лист	Листов	1																								
		Т.контр.																																
		Н.контр.																																
		Утв.																																

Копировал

Формат А4

K122.ДП1611.005



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
				Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
		1		Камера сгорания	1	
		2		Компрессор	1	
		3		Блок турбин	1	
				Детали		
		4		Крышка	1	
		5		Вал	1	
				K122.ДП1611.005		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Параметры двигателя по сечениям	
Разраб.	Тетерин					
Проб.						
Т.контр.						
Н.контр.						
Утв.						
					Лит.	Масса
					5,09	1:1
					Лист	Листов 1

Копировал

Формат A2